

ANÁLISE DE ESTABILIDADE DE COMBOIOS NA PONTE FERROVIÁRIA DE ALTA VELOCIDADE SOBRE O RIO VOLGA SOB A AÇÃO DE VENTOS LATERAIS EXTREMOS

DIANA FILIPA ROCHA BARBOSA

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM ESTRUTURAS

Orientador: Professor Doutor Rui Artur Bártolo Calçada

Coorientador: Doutor Pedro Aires Moreira Montenegro Marques e Almeida

JUNHO 2019

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2018/2019

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351-22-508 1901

Fax +351-22-508 1446

✉ miec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440

✉ feup@fe.up.pt

🌐 <http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2018/2019 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2019.*

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respetivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão eletrónica fornecida pelo respetivo Autor.

À minha mãe, irmã e pai...

*“na hora de pôr a mesa, éramos cinco:
o meu pai, a minha mãe, as minhas irmãs
e eu. depois, a minha irmã mais velha
casou-se. depois, a minha irmã mais nova
casou-se. depois, o meu pai morreu. hoje,
na hora de pôr a mesa, somos cinco,
menos a minha irmã mais velha que está
na casa dela, menos a minha irmã mais
nova que está na casa dela, menos o meu
pai, menos a minha mãe viúva. cada um
deles é um lugar vazio nesta mesa onde
como sozinho. mas irão estar sempre aqui.
na hora de pôr a mesa, seremos sempre cinco.
enquanto um de nós estiver vivo, seremos
sempre cinco.”*

A Criança em Ruínas, José Luís Peixoto

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a minha mãe por ser quem mais contribuiu para a pessoa em que me tornei hoje, para os princípios e valores que defendo. Por ser o meu pilar não ao longo destes 5 meses, nem destes 5 anos, mas sim destes 22 anos. Por me ter dado a liberdade de seguir o meu sonho de “ser trolha”, quando o país passava por uma crise, em vez de me ter obrigado a seguir culinária.

A minha irmã, companheira de casa, agradeço o facto de desde cedo me incentivar a estudar e querer entender as coisas. Agradeço, toda a paciência que teve comigo, todas as viagens de ida e volta para casa, todas as vezes que teve que abdicar de algo em prol de mim e todo o apoio que me deu sempre.

À Debóra, agradeço toda a amizade, a paciência que teve para me ouvir e por ter sido uma pessoa fundamental para o meu crescimento enquanto pessoa.

Um especial obrigado ao Brock que foi um grande companheiro nesta longa caminhada de 5 anos, além de ser um grande “companheiro de finos” e provas de vinho. Mais que isso foi um grande amigo, ao qual dedico também este trabalho.

Aos meus amigos, Xamã, Tarzana, Sleepy, Paralelo, Bambo, Ursinha, Jorge e Fabrício agradeço todas as vezes que me ouviram a “destilar *hate*” e mesmo assim continuam lá, todos os momentos de café do DEC e todas as boas vivências que tivemos. Peço-lhes também desculpas pela minha rudez e por todas as vezes que os mandei ler “a sebenta”, mas era para bem deles.

Às minhas tradutoras, Carina, Maria Inês, Paqui e Bowser, agradeço toda a paciência, esforço e dedicação que tiveram a ajudar-me a superar as dificuldades que tive ao nível da literatura.

Ao Prof. Rui Calçada agradeço a forma como me cativou para o tema e fez com que não me deixasse levar pelo caminho mais fácil, incentivando a trabalhar num tema sobre o qual não tinha nenhum conhecimento.

Este trabalho não seria possível realizar da mesma forma e, sem dúvida com o mesmo gosto, sem o meu coorientador, Pedro Montenegro, a quem agradeço toda a paciência, a disponibilidade, o empenho, a dedicação e a forma como lidou e transmitiu os seus conhecimentos desde o início. Sem dúvida um grande exemplo de engenheiro e de carácter. Deixo aqui a minha palavra de apreço pelo privilégio que foi realizar este trabalho com ele.

Por fim, agradeço a todas as pessoas que me acompanharam ao longo destes 5 anos e, de alguma forma, contribuíram para que fosse possível chegar ao fim.

Diana Barbosa
25 de Junho de 2019

ABSTRACT

This thesis presents a study regarding the running safety of a high-speed train, moving over a bridge subjected to high intensity crosswinds. The studied bridge is the Volga River railway bridge, which belongs to the future high-speed line connecting the Russian cities of Moscow and Kazan.

The running safety has been analysed through derailment criteria, based on the wheel-rail contact forces. Therefore, several dynamic analyses have been carried out using a vehicle-structure interaction numerical tool developed in MATLAB, denominated VSI – *Vehicle Structure Interaction*. This tool is on a wheel-rail contact formulation that can be divided in three fundamental problems: 1) geometrical contact problem, in which an algorithm searches for the position of the contact points between the wheel and the rail; 2) normal contact problem, consisting in the determination of the normal contact forces; and 3) tangential contact problem, in which the tangential forces, that arise from the rolling friction contact developed in the contact interface, are computed.

The wind has been modelled through the generation of stochastic wind velocity profiles, thus considering the fluctuating component of it. The dynamic analyses have been carried out for train speed ranging between 140 km/h and 420 km/h, with 20 km/h intervals, and for a range of different wind velocities.

Before evaluating the train running safety, the responses of both the bridge and the vehicle have been evaluated for different scenarios. In particular, concerning the vehicle, the vertical and lateral responses have been analysed for the different components, more specifically at the wheelset level, bogie and carbody. Such analysis allowed to draw conclusions regarding the effects of the two levels of suspensions present in the vehicle.

Finally, the train running safety has been analysed based on the unloading criterion, as proposed by the norm EN14067-6. The study assessed the maximum wind speeds the train could withstand without jeopardizing its safety for each evaluated running speed.

KEYWORDS: Train-bridge interaction, dynamic analysis, high intensity crosswinds, high speed rail, train running safety, railway bridges.

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um estudo sobre segurança de circulação de um comboio de alta velocidade, a circular sobre uma ponte submetida a ventos cruzados de elevada intensidade. A ponte estudada consiste na ponte ferroviária sobre o Rio Volga pertencente à futura linha de alta velocidade que liga as cidades Russas de Moscovo e Kazan.

A segurança de circulação foi analisada com base em critérios de descarrilamento baseados nas forças de contacto roda-carril. Assim, foram levadas a cabo várias análises dinâmicas por intermédio de uma ferramenta de interação veículo-estrutura desenvolvida em MATLAB denominada VSI – *Vehicle Structure Interaction*. Esta ferramenta assenta numa formulação de contacto roda-carril dividida em três problemas fundamentais: 1) problema de contacto geométrico, no qual é utilizado um algoritmo de busca para detetar a posição dos pontos de contacto entre a roda e o carril; 2) problema de contacto normal, que consiste na determinação das forças de contacto normais; e 3) problema de contacto tangencial, no qual são calculadas as forças tangenciais desenvolvidas devido ao atrito de rolamento entre as superfícies em contacto.

O vento foi modelado com base em gerações estocásticas de perfis de velocidade de vento, tomando assim em consideração a componente flutuante do mesmo. As análises dinâmicas foram efetuadas para velocidades de circulação entre os 140 km/h e os 420 km/h, com intervalos de 20 km/h, e para diversas velocidades de vento.

Antes de avaliar a segurança de circulação, foi ainda avaliada a resposta da ponte e do veículo para diversos cenários. Em particular, no que diz respeito ao veículo, foram analisadas as respostas laterais e verticais ao nível dos diversos componentes do mesmo, nomeadamente no eixo, bogie e caixa. Tais análises levaram a que fosse possível retirarem-se conclusões sobre o efeito dos dois níveis de suspensão presentes no veículo.

Por fim, foi avaliada a segurança do comboio com base no critério de descarga proposto na norma EN14067-6. O estudo avaliou a velocidade máxima de vento a que o comboio pode ser submetido em condições de segurança para cada uma das velocidades de circulação avaliadas.

PALAVRAS-CHAVE: Interação veículo-estrutura, análise dinâmica, ventos cruzados, alta velocidade ferroviária, segurança de circulação, pontes ferroviárias.

AGRADECIMENTOS.....	i
ABSTRACT.....	iii
RESUMO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABELAS.....	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xv

1. Introdução.....	1
1.1. ENQUADRAMENTO	1
1.2. OBJETIVOS	1
1.3. ESTRUTURAÇÃO DA TESE.....	2
2. Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. METODOLOGIAS DE ANÁLISE DE COMPORTAMENTO DINÂMICO DA PONTE E DO COMBOIO.	5
2.1.1. Metodologias de cargas móveis	5
2.1.2. Metodologias de interação veículo-estrutura	6
2.1.2.1. Método iterativo tendo conta a interação vertical.....	6
2.1.2.2. Método direto tendo em conta a interação vertical	7
2.1.2.3. Método para análise da interação lateral.....	8
2.1.2.3.1. Problema de contacto geométrico	8
2.1.2.3.2. Problema de contacto normal	10
2.1.2.3.3. Problema de contacto tangencial	11
2.2. CRITÉRIOS NORMATIVOS DE SEGURANÇA DE CIRCULAÇÃO FERROVIÁRIA.....	12
2.2.1. Critérios de segurança indiretos com base em parâmetros da ponte.....	12
2.2.1.1. Deformação vertical do tabuleiro da ponte.....	12
2.2.1.2. Deformação transversal do tabuleiro da ponte.....	12
2.2.1.3. Torção do tabuleiro da ponte	13
2.2.1.4. Assentamento do apoio vertical na extremidade do tabuleiro	13
2.2.1.5. Assentamento do apoio horizontal na extremidade do tabuleiro	14
2.2.1.6. Aceleração vertical do tabuleiro da ponte.....	15
2.2.1.7. Vibração lateral do tabuleiro da ponte.....	15
2.2.2. Critérios de descarrilamento.....	15
2.2.2.1. Critério de Nadal	15
2.2.2.2. Critério de Prud'homme	16
2.2.2.3. Critério de Descarga.....	16
2.2.2.4. Critério de Weinstock	17
2.3. MODELAÇÃO DO VENTO.....	18
2.3.1. Modelos de rajada Discreta	18
2.3.2. Modelos estocásticos de vento turbulento	19
2.3.2.1. Aplicação de vento turbulento num ponto do espaço	20
2.3.2.2. Funções de Densidade Espectral de Potência.....	21
2.3.2.3. Aplicação de vento turbulento em vários pontos do espaço em simultâneo.....	21

3.	Metodologia de interação veículo-estrutura	23
3.1.	METODOLOGIA DE INTERAÇÃO VEÍCULO-ESTRUTURA	23
3.1.1.	Modelo de contacto roda-carril	23
3.1.1.1.	Problema de contacto geométrico.....	24
3.1.1.1.1.	Algoritmo de procura de pontos de contacto em regiões convexas.....	25
3.1.1.1.2.	Algoritmo de procura de pontos de contacto em regiões côncavas.....	25
3.1.1.2.	Problema de contacto normal.....	26
3.1.1.3.	Problema de contacto tangencial	28
3.1.2.	Acoplamento do sistema ponte - veículo.....	29
4.	Modelação do Vento Turbulento	31
4.1.	IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO DE VENTO TURBULENTO.....	31
4.1.1.	Caraterísticas estatísticas da velocidade do vento	32
4.1.2.	Espectro da componente longitudinal da turbulência.....	33
4.1.3.	Simulação da componente turbulenta da velocidade do vento ao longo do tempo	34
4.1.4.	Função temporais correlacionadas no espaço	34
4.2.	APLICAÇÃO DA AÇÃO DO VENTO TURBULENTO AO SISTEMA PONTE-COMBOIO	36
4.2.1.	Aplicação à ponte	36
4.2.2.	Aplicação ao comboio	39
5.	Análise de Segurança de Circulação.....	41
5.1.	ENQUADRAMENTO DA LINHA DE ALTA-VELOCIDADE.....	41
5.2.	DESCRIÇÃO DO MODELO DA PONTE FERROVIÁRIO SOBRE O RIO VOLGA.....	42
5.3.	DESCRIÇÃO DO MODELO DO COMBOIO DE ALTA-VELOCIDADE	45
5.4.	BASES DE CÁLCULO	47
5.5.	FONTES DE EXCITAÇÃO	47
5.6.	RESPOSTA DINÂMICA DA PONTE.....	50
5.7.	RESPOSTA DINÂMICA DO COMBOIO	57
5.7.1.	Análise vertical.....	57
5.7.2.	Análise lateral	61
5.8.	ANÁLISE DE SEGURANÇA DE CIRCULAÇÃO	64
5.8.1.	Influência da velocidade de circulação do comboio	64
5.8.2.	Influência da velocidade do vento turbulento	68
5.8.3.	Máxima velocidade de circulação do comboio e máxima velocidade do vento	69
5.8.4.	Gráfico de segurança de circulação	71
6.	Conclusões e Trabalhos Futuros.....	73
6.1.	CONCLUSÕES	73
6.2.	TRABALHOS FUTUROS	74
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS.....	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Modelo de cargas móveis (Montenegro 2015).	5
Figura 2. 2 - Representação esquemática da interação veículo-estrutura utilizando o método iterativo (Montenegro 2015)	6
Figura 2. 4 - Procura de contacto on-line: (a) através do algoritmo de procura nodal (Adaptado (Shabana et al. 2005)) e (b) através do algoritmo de resolução de equações não-lineares (Falomi, Malvezzi e Meli 2010).	10
Figura 2. 5 - Área de contacto baseado no Método Multi-Hertziano e no Método Não-Hertziano (adaptado (Quost et al. 2006)).	11
Figura 2. 6 - Deformação vertical do tabuleiro δv (Montenegro 2015).	12
Figura 2. 7 - Deformação transversal do tabuleiro da ponte (Figueiredo 2007)	12
Figura 2.8 - Definição do empenamento t do tabuleiro (adaptado de EN 1990 - Annex A2 (2005)). ..	13
Figura 2.9 – Assentamento do apoio vertical na extremidade do tabuleiro δv (Montenegro 2015).	14
Figura 2.10 - Assentamento longitudinal δh da parte superior do tabuleiro: (a) apoio fixo e (b) apoio móvel (Montenegro 2015).	14
Figura 2.11 - Forças que atuam no ponto de contacto entre a roda e o carril (Montenegro 2015).	16
Figura 2.12 - Forças que atuam na roda que galga o verdugo (<i>flanging wheel</i>) e roda oposta (<i>non-flanging wheel</i>), do mesmo eixo (Montenegro 2015).	17
Figura 2.13 - Exemplo da distribuição espacial do vento aplicando o modelo de Chapéu Chinês (EN 14067-6 (2010)).....	18
Figura 2.14 - Modelo da Bola de Rugby para diferentes comprimentos de rajada (Quost 2005).	19
Figura 2.14 - Modelo de Rajada Germânica para diferentes comprimentos de rajada (Quost 2005). .	19
Figura 2.15 - Representação das três direções do espaço e as respetivas componentes turbulentas (Antolín 2013).	20
Figura 2.16 - Funções de coerência para as componentes turbulentas do vento γ para pontos separados de 1, 10 e 100 mm (Antolín 2013).	22
Figura 3.1 - Elemento de contacto nó-segmento (Montenegro 2015).	24
Figura 3.2 - Ponto de contacto entre a roda e o carril: (a) contacto numa região convexa e (b) contacto numa região côncava (Montenegro 2015).	24
Figura 3.3 - Potencial ponto de contacto entre duas superfícies: (a) ocorre contacto e (b) não ocorre contacto (Montenegro 2015).	25
Figura 3.4 - Volume de interseção: (a) projeção dos pontos do carril e (b) projeção dos pontos da roda (Montenegro 2015).	26
Figura 3.5 - Par de contacto entre duas superfícies côncavas (Montenegro 2015).	26
Figura 3.6 - Contacto normal: (a) dois corpos não-conformes em compressão um contra o outro e (b) força de contacto normal entre a roda e o carril (Montenegro 2015).	28

Figura 3.7 - Contacto tangencial: (a) deslizamento e aderência na área de contacto e (b) forças de contacto tangenciais entre a roda e o carril (Montenegro 2015).	29
Figura 4.1 - Perfil de velocidade de vento	31
Figura 4.2 – Esquema da aplicação de perfis de velocidade de vento numa estrutura de grandes dimensões.....	35
Figura 4.3 - Função de correlação cruzada, quando $\tau = 0$, para diferentes larguras da faixa (adaptado de SANTOS (2008)).	35
Figura 4.4 – Função de autocorrelação (adaptado de SANTOS (2008))......	36
Figura 4.5 – Esquema da aplicação de perfis de velocidade de vento na ponte em estudo.....	37
Figura 4.6 - Vetor de velocidade do vento e forças do vento que atuam num trecho típico de uma ponte.	37
Figura 4.7 - Coeficiente de força para pontes $C_{fx,0}$ (EN 1991-1-4 2005)	38
Figura 4.8 - Aplicação da velocidade do vento no veículo: (a) alçado e (b) planta.	39
Figura 4.9 - Forças do vento e vetores de velocidade do vento que atuam no veículo: (a) alçado, (b) corte transversal e (c) planta.	40
Figura 5.1 - Localização da ponte ferroviária de alta-velocidade sobre o Rio Volga.....	42
Figura 5.2 - Solução da ponte em betão pré-esforçado.....	42
Figura 5.3 - Representação 3D da solução da ponte em betão pré-esforçado.	43
Figura 5.4 - Modelo numérico da ponte de betão pré-esforçado:(a) alçado e (b) isometria do pormenor de ligação entre o tabuleiro e o pilar.	43
Figura 5.5 - Modos de vibração e frequências naturais da ponte de betão pré-esforçado.....	44
Figura 5.6 – Modelo dinâmico do veículo ferroviário: (a) vista lateral e (b) vista frontal (Montenegro 2015).	46
Figura 5.7 – Modelo de elementos finitos do veículo ferroviário: (a) perspetiva e (b) pormenor do bogie (Montenegro 2015).	46
Figura 5.8 – Tipo de irregularidades: (a) isometria, (b) alçado e (c) planta (Montenegro 2015).	48
Figura 5.9 – Representação de histórias temporais de vento: (a) histórias temporais de vento sucessivas, desfasadas de τ_1 e (b) várias histórias temporais.	49
Figura 5.10 - Vetor τ	50
Figura 5.11 - Ponto da estrutura em análise	50
Figura 5.12 - Deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $U=0m/s$: (a) $V_v = 300$ km/h e (b) $V_v = 400$ km/h.	51
Figura 5.14 - Aceleração do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $U=0m/s$: (a) $V_v = 300$ km/h e (b) $V_v = 400$ km/h.....	52
Figura 5.13 - Deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $U=20m/s$: (a) $V_v = 300$ km/h e (b) $V_v = 400$ km/h.	52

Figura 5. 15 - Aceleração do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $U=20\text{m/s}$: (a) $Vv = 300\text{ km/h}$ e (b) $Vv = 400\text{ km/h}$	53
Figura 5. 16 – Esquema da aplicação da força do vento no sistema: (a) cenário sem vento, (b) cenário com vento sobre a estrutura em que o veículo acompanha o seu movimento e (c) cenário com vento sobre a estrutura em que o veículo não consegue acompanhar o movimento da estrutura.....	54
Figura 5. 17 - Análise dinâmica para $Vv = 340\text{ km/h}$ e $U=0\text{m/s}$: (a) forças de contacto da roda esquerda, (b) forças de contacto da roda direita e (c) deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura.....	55
Figura 5. 18 - Análise dinâmica para $Vv = 340\text{ km/h}$ e $U=18\text{m/s}$: (a) forças de contacto da roda esquerda, (b) forças de contacto da roda direita e (c) deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura.....	56
Figura 5. 19 – Pontos do veículo para os quais foi analisada a resposta.	57
Figura 5. 20 - Aceleração vertical do veículo para $Vv = 300\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	58
Figura 5. 21 - Aceleração vertical do veículo para $Vv = 400\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	59
Figura 5. 23 - Força de contacto vertical dinâmica e estática para $Vv = 400\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	60
Figura 5. 22 - Força de contacto vertical dinâmica e estática para $Vv = 300\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	60
Figura 5. 24 - Deslocamento lateral do veículo para $Vv = 300\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	61
Figura 5. 25 - Aceleração lateral do veículo para $Vv = 300\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	62
Figura 5. 26 – Aceleração lateral do veículo para $Vv = 400\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	62
Figura 5. 27 - Força de contacto e deslocamento lateral da roda, para $Vv = 300\text{ km/h}$: (a) $U=0\text{m/s}$ e (b) $U=20\text{m/s}$	63
Figura 5. 28 – Factores de segurança para $Vv = 200\text{ km/h}$ e $U=21\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.	65
Figura 5. 29 – Factores de segurança para $Vv = 300\text{ km/h}$ e $U=21\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.	66
Figura 5. 30 – Factores de segurança para $Vv = 320\text{ km/h}$ e $U=21\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.	67
Figura 5. 31 – Factores de segurança para $Vv = 380\text{ km/h}$ e $U=20\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.	68
Figura 5. 32 – Factores de segurança para $Vv = 380\text{ km/h}$ e $U=21\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.	69
Figura 5. 33 – Factores de segurança para $Vv = 400\text{ km/h}$ e $U=25\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.	70
Figura 5. 34 – Análise dinâmica para $Vv = 400\text{ km/h}$ e $U=25\text{m/s}$: (a) Critério de Descarga para a pior situação, (b) força de contacto vertical das rodas do eixo crítico, (c) deslocamento vertical das rodas do eixo crítico.....	71

Figura 5. 35 - Gráfico de segurança de circulação	72
---	-----------

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores máximos admissíveis da variação angular e raios mínimos de curvatura (Adaptado de EN 1990- Annex A2 (2005)).	13
Tabela 2.2 - Valores máximos admissíveis do empenamento do tabuleiro (adaptado de EN 1990 - Annex A2 (2005)).	13
Tabela 5. 1 – Propriedades geométricas e mecânicas do modelo numérico da ponte.	45

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latim

$2D / 3D$	Bi-dimensional / Tri-dimensional
a, \dot{a}, \ddot{a}	Deslocamento, velocidade e aceleração
A_{ref}	Área de referência
A_v	Área de barlavento
C	Matriz de amortecimento
C_0	Fator de orográfica
c_{dir}	Coefficiente de direção
C_e	
C_h	Constante de Hertz
C_r	Fator de rugosidade
c_{season}	Coefficiente sazonal
C^u	Autocorrelação segundo a direção u
$C^{u1,u2}$	Correlação cruzada
d_m	Distância entre o centro de massa da secção da ponte e o ponto de aplicação da força exercida pelo vento
d_{jk}	Distância entre os pontos j e k
d_{wr}^t	Vetor que define a posição relativa de ponto da roda em relação ao ponto do carril
\bar{D}	Matriz de transformação de forças
EN	Normal Europeia
f	Frequência
F	Vetor de forças exteriores
$F_{d,b}$	Força de arrasto

\mathbf{F}_i	Vetor de cargas móveis
$F_{l,b}$	Força de elevação
F_n	Força de contacto normal á superfície de contacto entre a roda e o carril
F_η	Força de contacto tangencial á superfície de contacto entre a roda e o carril
F'_ξ	Força de atrito de rolamento longitudinal normalizada
F'_η	Força de atrito de rolamento lateral normalizada
\mathbf{G}_u	Densidade de potência segundo a direção u
$\bar{\mathbf{H}}$	Matriz transformação de deslocamentos
H_v	Altura do veículo
HSLM	High Speed Load Model
I_u	Intensidade de turbulência segundo a direção u
k	Constante de Kármán
\mathbf{K}	Matriz de rigidez
$\bar{\mathbf{K}}$	Matriz de rigidez efetiva
\mathbf{K}_h	Coefficiente generalizado de rigidez
L	Comprimento do vão
m	Metros
\mathbf{M}	Matriz de massa
$M_{m,b}$	Momento originado pela força de arrasto
\mathbf{n}_r^t	Vetor normal à superfície do carril no ponto de contacto
Q	Força de contacto vertical
Q_0	Carga estática por roda
r	Irregularidades

r	Vetor de irregularidades
R_u	Densidade espectral adimensional de potência segundo a direção u
$R_{u1,u2}$	Densidade espectral cruzada
s	Segundos
t	Tempo
t	Torção do tabuleiro
$\mathbf{t}_{r,y}^t$	Vetor tangente à superfície do carril no ponto de contacto
$\mathbf{t}_{w,y}^t$	Vetor tangente à superfície da roda no ponto de contacto
TSI	Technical Specifications for Interoperability
u^*	Velocidade de fricção ou tangencial
$u(t)$	Componente turbulenta da velocidade do vento em função do tempo
\bar{U}	Componente média da velocidade do vento
\bar{U}_{10}	Velocidade média calculada num intervalo de tempo igual a 10 minutos, a uma altura de 10 metros.
\bar{U}_z	Velocidade média à altura z metros
$U(t)$	Velocidade longitudinal do vento em função do tempo
U_i	Velocidade média no ponto i
U_{jk}	Média entre as velocidades médias dos pontos j e k
U_v	Velocidade do vento aplicada no comboio
u, v, w	Direções do espaço das componentes turbulentas
v_b	Valor de referência da velocidade do vento
$v_{b,0}$	Valor básico da velocidade de referência do vento
V_r	Velocidade do vento em relação à velocidade do comboio em função do tempo
V_v	Velocidade de operação do veículo

X	Vetor das forças de contacto
x, y, z	Coordenadas cartesianas num sistema de coordenadas 3D
Y	Força de contacto lateral
z	Altura entre o solo e o ponto em estudo
z_0	Medida de rugosidade do terreno

Símbolos Gregos

α	Ângulo de ataque do vento
β	Ângulo de lacete
γ	Ângulo de contacto entre a roda e o carril
γ_i^{jk}	Coerência entre os pontos j e k segundo a direção i
δ	Deformação / Deslocamento
$\zeta_{N,P,U}$	Fatores dos critérios de segurança (Nadal, Prud'homme e Descarga)
θ_h	Rotação entre vãos adjacentes
μ	Coeficiente de atrito
ρ	Densidade do ar
σ_u	Média quadrática segundo a direção u
τ	Tempo
ϕ	Rotação
ψ	Rotação de lacete

1

INTRODUÇÃO

1.1. ENQUADRAMENTO

Um dos grandes desafios com que a engenharia se vai deparar no futuro, é a evolução da ferrovia e toda a sua envolvente. Por outras palavras, é inegável que o comboio seja um dos meios de transporte em ascensão e inevitável que este venha a ser o transporte do futuro. Tal se deve ao facto do transporte ferroviário ser económico, pouco poluente, rápido e com grande capacidade de transporte de passageiros e de carga. Desta forma, há um interesse crescente nas investigações neste âmbito, que impulsionam o desenvolvimento de veículos mais seguros e mais eficientes, perante as diversas condicionantes.

Atualmente, com o intenso desenvolvimento de linhas de alta velocidade por todo o mundo, que permitem velocidades de circulação até aos 350 km/h, é crucial avaliar a segurança de operação do veículo e o conforto dos passageiros, quando este está submetido a fenómenos adversos, tais como, ventos fortes ou sismos. Este tipo de fenómenos, nomeadamente, os ventos fortes, tornam-se muito relevantes para a instabilidade do veículo quando este circula sobre pontes ou viadutos com uma altura considerável, onde os ventos aumentam de intensidade, comparativamente ao solo. Além disso, a necessidade de se garantirem grandes raios de curvatura nas vias de alta velocidade leva a que haja um aumento da percentagem de viadutos, fazendo com que a probabilidade de um veículo sofrer um descarrilamento durante a travessia de um viaduto seja consideravelmente maior.

Ao longo da história da ferrovia, já ocorreram diversos acidentes provados por ventos cruzados fortes. Por esse motivo, é fundamental estudar e compreender o fenómeno de forma a procurar medidas minimizadoras deste tipo de acidentes nos comboios de alta velocidade (Fujii et al. (1999), Andersson et al. (2004)).

1.2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como principal objetivo avaliar a estabilidade do veículo ferroviário de alta velocidade quando este circula sobre uma ponte ferroviária, cujo tabuleiro se situa a uma altura de 48 m acima do nível do solo, perante ventos muito fortes, característicos da região onde se localiza. Para atingir tal objetivo, foi necessário recorrer a uma metodologia de análise dinâmica de interação veículo-estrutura, desenvolvida por Neves et al. (2014) e Montenegro et al. (2015), em MATLAB (2018) denominada por VSI – *Vehicle Structure Interaction*, de forma a ser possível efetuar análises dinâmicas para diferentes velocidades de circulação do veículo e diferentes velocidades de vento.

A fim de compreender a influência da ação do vento e da velocidade de circulação do comboio

sobre o sistema veículo-estrutura, foram estudadas as respostas dinâmicas lateral e vertical, tanto da ponte como do comboio, para diferentes cenários baseados em combinações distintas de velocidades de vento e velocidade de circulação.

A temática tratada ao longo deste trabalho, segurança de circulação face a ventos cruzados de elevada intensidade, é uma matéria pouco desenvolvida. Assim sendo, este trabalho tem o objetivo de desenvolver e expor alguns pontos, nomeadamente, a geração de ventos estocásticos e a sua aplicação em vários pontos em simultâneo tendo em conta as respetivas coerências. Por fim, com base nas análises efetuadas, pretende-se desenvolver gráficos que mostrem as envolventes de segurança para as diversas combinações de velocidade de vento e de circulação. Tais envolventes podem ser de extrema importância para as entidades que gerem a rede ferroviária de forma a imporem limites de circulação baseados nos níveis de vento que ocorrem em determinado momento.

1.3. ESTRUTURAÇÃO DA TESE

Este trabalho está dividido em seis capítulos, sendo o presente capítulo dedicado ao enquadramento deste estudo, bem como aos seus objetivos.

O Capítulo 2 consiste numa revisão bibliográfica, onde é apresentada uma base teórica sobre o sistema veículo-estrutura em estudo. São ainda apresentados os principais critérios de segurança, tanto os indiretos avaliados com base em indicadores da ponte, como os critérios de descarrilamento baseados no controlo das forças de contacto entre a roda e o carril. Por fim, são apresentados os vários modelos de vento existentes, desde os modelos mais simplificados de rajada discreta até aos modelos que têm em consideração a componente turbulenta do vento.

No Capítulo 3, o foco é a formulação do método de interação do veículo-estrutura aplicado neste trabalho. Na primeira parte do capítulo é feita uma breve descrição do modelo de contacto entre a roda e o carril e, posteriormente, são retratadas as três etapas do modelo de contacto: 1) problema geométrico, que consiste na deteção dos pontos de contacto entre a roda e o carril; 2) problema de contacto normal, na qual são determinadas as forças normais; e 3) problema de contacto tangencial, onde as forças de atrito de rolamento são determinadas. Na segunda parte do capítulo é exposto o acoplamento da sistema ponte-comboio, onde é realizada a montagem dos dois subsistemas, através de equações de compatibilidade que relacionam os deslocamentos dos nós da ponte e do comboio.

No Capítulo 4 expõe-se o modelo de ventos turbulentos estocásticos adotado neste estudo, incluindo uma descrição sobre a forma como as forças aerodinâmicas são aplicadas à ponte e ao comboio.

O Capítulo 5 é dedicado à apresentação dos resultados obtidos no caso de estudo analisado na presente dissertação. Numa primeira parte é apresentada uma breve descrição do modelo, elaborando em ANSYS, da ponte de betão pré-esforçado e, do modelo do comboio, idêntico ao que irá circular na futura linha de alta-velocidade em estudo. Posteriormente, são apresentados os resultados relativos à análise da resposta da ponte e do comboio para diversos cenários analisados, tanto em termos de velocidade de circulação como em termos de velocidade de vento. Por fim, com base em todas as análises dinâmicas realizadas é materializado um gráfico de segurança de circulação, que relaciona a velocidade média máxima de vento com a velocidade máxima de operação que o veículo pode atingir sem que a segurança do sistema seja posta em causa.

Por fim, no Capítulo 6 são retiradas as principais conclusões de todo o trabalho desenvolvido e apresentados alguns trabalhos futuros, onde são propostas algumas variantes que permitem o progresso deste tema e, mais tarde, criar ferramentas mais completas para análise de segurança de redes ferroviárias de alta velocidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. METODOLOGIAS DE ANÁLISE DE COMPORTAMENTO DINÂMICO DA PONTE E DO COMBOIO

Nesta seção é apresentado uma revisão sobre alguns dos diferentes métodos existentes para analisar a resposta dinâmica da estrutura e de veículos ferroviários. São abordados essencialmente o método das cargas móveis, no qual o veículo é modelado como um conjunto de cargas móveis representativas da carga estática de cada eixo, e os métodos de interação veículo-estrutura, nos quais a ponte e o comboio interagem entre si, como um sistema dinâmico acoplado.

2.1.1. METODOLOGIAS DE CARGAS MÓVEIS

Este método baseia-se na representação simplificada do veículo como sendo um conjunto de cargas móveis representativas da carga estática de cada eixo devidamente espaçadas de acordo com a geometria do comboio, como é possível ver na Figura 2.1. Este método permite, de um modo geral, uma avaliação suficientemente rigorosa da resposta dinâmica da ponte. Contudo, uma vez que o veículo não é explicitamente modelado, a metodologia não permite o estudo da resposta dinâmica do veículo e, consequentemente, a avaliação da segurança de circulação.

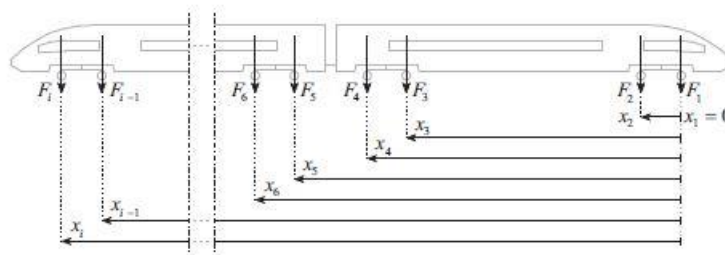


Figura 2. 1 - Modelo de cargas móveis (Montenegro 2015).

A resposta dinâmica pode ser determinada a partir da resolução da equação de equilíbrio dinâmico, utilizando técnicas de integração direta, tal como o método de Newmark, ou através do método da Sobreposição Modal. A equação de equilíbrio dinâmico é traduzida da seguinte forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}} + \mathbf{K}\mathbf{a} = \mathbf{F}_{ext} + \mathbf{F}_i \quad (2.1)$$

onde \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respetivamente, \mathbf{a} , $\dot{\mathbf{a}}$ e $\ddot{\mathbf{a}}$ os vetores deslocamento, velocidade e aceleração, \mathbf{F}_{ext} é o vetor de cargas aplicadas exteriormente e

\mathbf{F}_i o vetor que representa as carga móveis associadas ao peso estático do veículo que atuam sobre a estrutura, conforme ilustro na Figura 2.1.

2.1.2. METODOLOGIAS DE INTERAÇÃO VEÍCULO-ESTRUTURA

2.1.2.1. Método iterativo tendo conta a interação vertical

O método iterativo considera dois subsistemas, o veículo e a estrutura. Este método define um sistema iterativo com base nas equações de equilíbrio das forças que atuam na interface de contacto entre os subsistemas. Existem ainda equações de compatibilidade que relacionam os deslocamentos dos pontos de contacto do veículo com os deslocamentos dos correspondentes pontos de contacto da estrutura.

Os dois subsistemas são modelados como duas estruturas separadas, em que as suas equações de equilíbrio estão desligadas, como é possível verificar no seguinte sistema de equações:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{a}}_s \\ \ddot{\mathbf{a}}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{a}}_s \\ \dot{\mathbf{a}}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{a}_s \\ \mathbf{a}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_v \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

onde \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respetivamente, \mathbf{a} representa o vetor de deslocamento nodais e \mathbf{F} o vetor de cargas exteriores. Os índices S e V referem-se à estrutura e ao veículo, respetivamente.

Este método pode ser resolvido pela metodologia desenvolvida por Delgado e Santos (1997), onde cada incremento de tempo envolve as seguintes operações na iteração $i+1$:

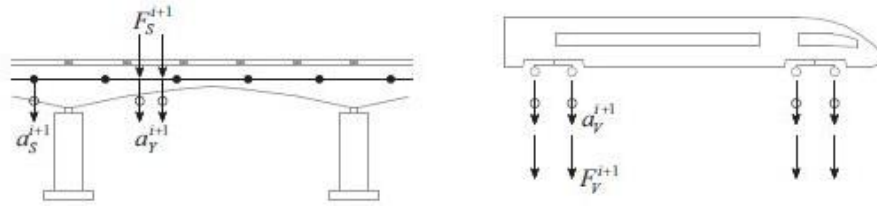


Figura 2. 2 - Representação esquemática da interação veículo-estrutura utilizando o método iterativo (Montenegro 2015)

- 1) A estrutura é sujeita a ação das cargas móveis correspondente a cada eixo, sendo que existe uma componente estática (F_{sta}) e uma componente dinâmica (\mathbf{F}_{dyn}^i):

$$F_s^{i+1} = F_{sta} + F_{dyn}^i \quad (2.3)$$

Sendo a componente dinâmica calculada previamente, é possível resolver o sistema de equações correspondentes à estrutura e, assim, determinar os deslocamentos nodais da estrutura (\mathbf{a}_Y^{i+1}).

- 2) Sabendo que existe compatibilidade entre a estrutura e o veículo estão, é possível definir que o deslocamento do veículo (\mathbf{a}_V^{i+1}) como sendo igual ao deslocamento da estrutura (\mathbf{a}_Y^{i+1}), adicionando eventuais irregularidades que existem (\mathbf{r}). Desta forma, resolvendo o

sistema de equações correspondentes ao veículo, é possível determinar as forças de reação nos pontos de contacto (\mathbf{F}_V^{i+1}), sendo aplicadas na estrutura na iteração seguinte.

$$\mathbf{a}_V^{i+1} = \mathbf{a}_Y^{i+1} + \mathbf{r} \quad (2.4)$$

$$\mathbf{F}_{dym}^{i+1} = \mathbf{F}_V^{i+1} \quad (2.5)$$

3) Por fim, em cada iteração, existe um critério de convergência que é necessário verificar:

$$\frac{\|\mathbf{F}_{dym}^{i+1} - \mathbf{F}_{dym}^i\|}{\|\mathbf{F}_{dym}^i\|} \begin{cases} se \leq \varepsilon \rightarrow \text{Próximo incremento de tempo} \\ se > \varepsilon \rightarrow \text{Próxima interação} \end{cases} \quad (2.6)$$

Existem outras metodologias semelhantes desenvolvidas por Yang e Fonder (1996) e, mais tarde, por Lei e Noda (2002). Contudo todos estes métodos estão limitados à avaliação da interação entre o veículo e a estrutura apenas segundo a direção vertical. Já outros autores, como (Nguyen, Kim e Warnitchai 2009a, 2009b), desenvolveram métodos iterativos alternativos que têm, também, em consideração a interação lateral.

2.1.2.2. Método direto tendo em conta a interação vertical

Neves, Azevedo e Calçada (2012) desenvolveram um algoritmo, onde as equações de equilíbrio do veículo e da estrutura são complementadas com equações de compatibilidade que relacionam os deslocamentos dos nós de contacto do veículo com os correspondentes deslocamentos nodais da estrutura, sem que seja permitida separação. As irregularidades na interface de contacto podem ser consideradas nas equações de compatibilidade e os dois subsistemas, veículo e estrutura, podem ser modelados com vários tipos de elementos finitos com qualquer grau de complexidade, tal como vigas, mola-amortecedor, cascas e sólidos.

As equações de equilíbrio e as equações de compatibilidade formam um único sistema, com deslocamentos e forças de contacto como incógnitas, que pode ser resolvido de forma direta sem recurso a iterações. O sistema é assim definido pela seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{K}}_{FF} & \bar{\mathbf{D}}_{FX} \\ \bar{\mathbf{H}}_{XF} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{a}^{t+\Delta t} \\ \mathbf{X}^{t+\Delta t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{F}}_F \\ \bar{\mathbf{r}} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

onde $\bar{\mathbf{K}}_{FF}$ é a matriz de rigidez efetiva do sistema veiculo-estrutura, $\bar{\mathbf{D}}_{FX}$ e $\bar{\mathbf{H}}_{XF}$ são matrizes de transformação que relacionam, respetivamente, as forças de contacto no sistema de coordenadas local com as forças nodais no sistema de coordenadas global e os deslocamentos nodais da estrutura no sistema de coordenadas global com os deslocamentos dos pontos auxiliares definidos no sistema de coordenadas local. Os vetores $\mathbf{a}_F^{t+\Delta t}$ e $\mathbf{X}^{t+\Delta t}$ são, respetivamente, os deslocamentos nodais e as forças de contacto, $\bar{\mathbf{F}}_F$ é o vetor de cargas exteriores e $\bar{\mathbf{r}}$ o vetor correspondente às irregularidades na interface de contacto.

Mais tarde, Neves et al. (2014) aprimorou a formulação, permitindo a separação entre a roda e o carril, ou seja, desenvolveu um algoritmo de procura de contacto que deteta, em cada incremento de tempo, se ocorre contacto e, só aí, aplica as equações de compatibilidade. Como nesta formulação o atrito de rolamento não é tido em conta, as equações de compatibilidade são puramente geométricas e relacionam os deslocamentos do nó de contacto com os deslocamentos do elemento alvo correspondente.

Para problemas de contacto, de origem não-linear, é utilizado o Método de Newton para resolver as equações de equilíbrio do sistema veículo-estrutura.

2.1.2.3. Método para análise da interação lateral

Todos os métodos abordados até ao momento são restritos à análise dinâmica ferroviária sob condições normais de operação, visto que não tem em consideração cenários extremos, como ventos laterais fortes ou sismos, onde a interação lateral entre o verdugo da roda e o carril podem influenciar de forma muito significativa o comportamento dinâmico do sistema. De forma a transpor esta limitação, é necessário ter em conta a superfície de contacto entre a roda e o carril, o que torna o problema altamente não-linear.

Segundo Shabana, Zaazaa e Sugiyama (2008), a formulação do problema de contacto entre a roda e o carril pode ser abordado de duas formas diferentes. Na primeira, denominada de formulação de contacto de compatibilidade (Shabana, Berzeri e Sany 2001), as compatibilidades cinemáticas não-lineares são usadas para impor as condições de contacto, onde a penetração entre a roda e o carril não é permitida. Com esta imposição é possível eliminar um grau de liberdade representativo do movimento relativo entre a roda e o carril e a força de contacto normal é determinada como a força de compatibilidade. A segunda abordagem, denominada por formulação de contacto elástico, é adotada por muitos autores, tais como Shabana et al. (2004), Pombo, Ambrosio e Silva (2007), Tanabe et al. (2008), Sugiyama e Suda (2009), Zhai, Wang e Cai (2009a), Du, Xu e Xia (2012) ou Antolín (2013). Nesta abordagem não é eliminado nenhum grau de liberdade, sendo a força de contacto normal definida como uma função da penetração entre a roda e o carril.

Existem outros tipos de distinção entre formulações para determinação do ponto de contacto entre a roda e o carril (problema de contacto geométrico). Segundo Sugiyama, Araki e Suda (2009), os algoritmos de deteção de ponto de contacto podem ser definidos como contacto *off-line* ou contacto *on-line*, como será descrito brevemente de seguida.

Os modelos de contacto roda-carril, para além do problema de contacto geométrico referido anteriormente, contam ainda com problemas de contacto normal e tangencial onde são calculadas as forças de contacto. De seguida apresenta-se uma breve descrição de cada uma destas três fases fundamentais dos algoritmos de contacto roda-carril.

2.1.2.3.1. Problema de contacto geométrico

Procura do contacto *off-line*

Na pesquisa de contacto *off-line* a localização dos pontos é pré-calculada por meio de uma análise de geometria de contacto e armazenada numa tabela de consulta para posteriormente ser interpolada durante a análise dinâmica.

Para realizar uma análise geométrica de contacto é necessário assumir que:

- a) Os rodados são corpos rígidos;
- b) O contacto entre o carril e a roda ocorrem apenas num ponto de contacto;
- c) Não existe separação entre a roda e o carril.

Posto isto é possível definir o deslocamento vertical relativo (Δz_w) e a rotação relativa ($\Delta \phi_w$) em função do deslocamento lateral relativo entre a roda e o carril (Δy_w). Para além destas dependências

é possível obter informações sobre a localização dos pontos de contacto, o ângulo de contacto e o raio de curvatura.

Antolín et al. (2012), desenvolveu um modelo de análise geométrica 2D, onde a rotação de lacete não é considerada na análise de contacto e, consequentemente, o resultado depende apenas do deslocamento lateral relativo (Δy_w), tal como é possível ver na Figura 2.3 (a).

Antes, Bozzone, Pennestrì e Salvini (2011) tinha desenvolvido uma análise geométrica 3D, onde para além da consideração das três direções principais, considerou ainda que o ponto de contacto depende da rotação relativa de lacete ($\Delta \Psi_w$), como é possível ver na Figura 2.3 (b). Este método tem a desvantagem de não considerar a penetração entre a roda e o carril e, consequentemente, poder influenciar negativamente o cálculo das forças de contacto. De forma a suprir as limitações deste método, foi desenvolvido um processo de procura de contacto *on-line* que será descrito de seguida.

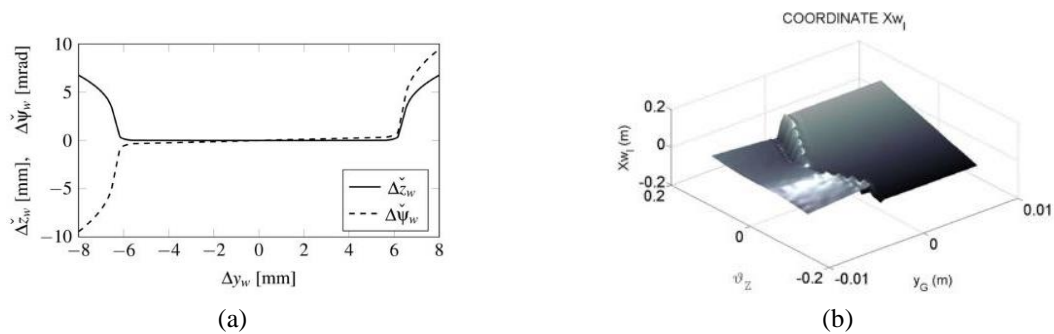


Figura 2. 3 - Tabelas de pesquisa de contacto: (a) análise 2D (Antolín et al. 2012) e (b) 3D (Bozzone, Pennestrì e Salvini 2011)

Procura do contacto *on-line*

Nos algoritmos de pesquisa *on-line*, a posição dos pontos de contacto é determinada durante a análise dinâmica a cada instante de tempo. Este método tem como principal vantagem o facto de ter em conta a penetração entre a roda e o carril, o que significa uma maior precisão no cálculo das forças normais de contacto. Contudo, existem outras vantagens, tais como a possibilidade de considerar os eixos flexíveis e de detetar múltiplos pontos de contacto.

Esta metodologia pode ser levada a cabo através de duas abordagens diferentes que permitem determinar a localização dos pontos de contacto. Na primeira abordagem é feita uma discretização das superfícies geométricas da roda e do carril num conjunto de pontos, para os quais o ponto de contacto estará associado ao par nodal que leva à máxima penetração, como se pode ver na Figura 2.4 (a). Na segunda abordagem, as superfícies de contacto são descritas por funções matemáticas e a posição do ponto de contacto é determinada pela resolução de um conjunto de equações algébricas não-lineares que definem as condições de contacto geométrico baseadas nos vetores normais e tangenciais para as superfícies, como é visível na Figura 2.4 (b).

Esta segunda abordagem é computacionalmente mais eficiente, contudo, se as superfícies de contacto forem côncavas podem ser obtidas múltiplas soluções.

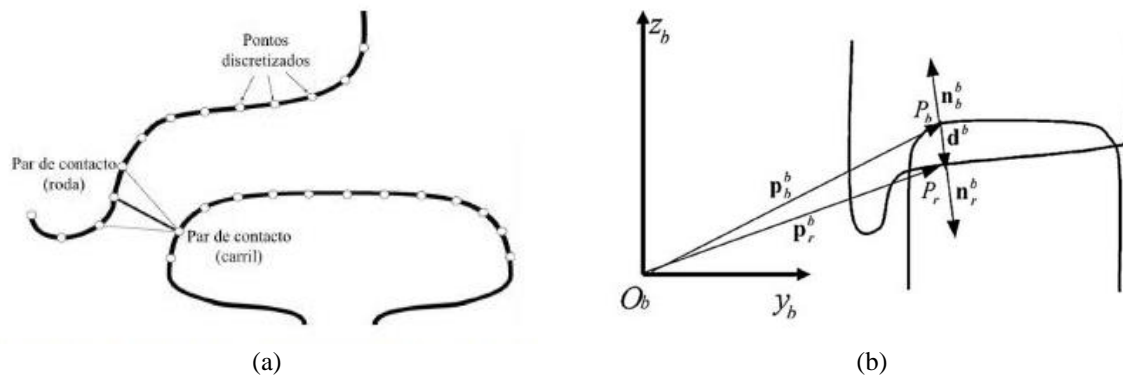


Figura 2. 4 - Procura de contacto on-line: (a) através do algoritmo de procura nodal (Adaptado (Shabana et al. 2005)) e (b) através do algoritmo de resolução de equações não-lineares (Falomi, Malvezzi e Meli 2010).

2.1.2.3.2. Problema de contacto normal

O problema de contacto normal tem como objetivo o cálculo da força de contacto normal entre a roda e o carril através da determinação da pressão de contacto que ocorre entre dois corpos se comprimem mutuamente. Existem dois tipos de métodos para a resolução deste problema: aqueles que consideram a área de contacto elíptica (Teoria de Hertz) e aqueles que consideram a área de contacto não elíptica (Método Multi-Hertziano e Método Não-Hertziano).

A Teoria de Hertz (Hertz 1882) considera que a área de contacto entre dois corpos é elíptica e a distribuição das pressões assume uma forma semi-elíptica. Desta forma os esforços normais são nulos nas extremidades e crescem progressivamente até atingir o seu valor máximo no centro.

Todavia, esta teórica assume pressupostos diferentes daqueles que se verificam no contacto entre a roda e o carril, tais como:

- Superfícies sem atrito (a solicitação aplicada é meramente normal, ou seja, as superfícies não transmitem trações tangenciais);
- Superfícies não conformes;
- Curvatura constante ao longo da área de contacto;
- Não existência de deformações plásticas;
- O material de ambos os sólidos de contacto deve ter um comportamento homogéneo, isotrópico e linear elástico (Lei de Hooke);
- As áreas de contacto devem ser reduzidas quando comparadas com as dimensões de cada um dos sólidos, ou com as dimensões dos raios de curvatura equivalentes.

Para análise de situações como o desgaste da roda e do carril é necessária maior precisão para avaliar as tensões locais, sendo fundamental adotar um modelo mais rigoroso para o contacto normal. Neste tipo de análise, as curvaturas inconstantes têm um papel fundamental para o cálculo da área de contacto, sendo que em algumas situações ocorre contacto conforme. Posto isto, podem ocorrer múltiplas áreas de contacto que não respeitam os princípios da Teoria de Hertz.

De forma a contornar as limitações da Teoria de Hertz, foram desenvolvidas várias metodologias alternativas, que segundo Piotrowski e Chollet (2005) podem ser divididas em duas categorias:

- Método Multi-Hertziano: Nesta metodologia a Teoria de Hertz é aplicada individualmente a cada zona de contacto, formando uma única área de contacto com múltiplas elipses;

- b) Método Não-Hertziano: este método assume uma distribuição dos esforços num formato de semi-elipse apenas na direção do movimento.

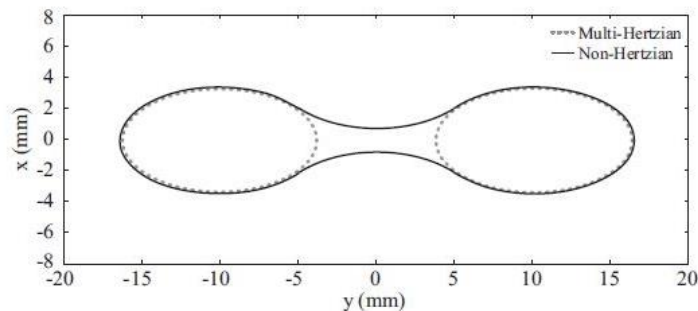


Figura 2. 5 - Área de contacto baseado no Método Multi-Hertziano e no Método Não-Hertziano (adaptado (Quost et al. 2006)).

2.1.2.3.3. Problema de contacto tangencial

O fenómeno de atrito de rolamento consiste no deslizamento aparente que ocorre entre dois corpos originado pela diferença entre as suas deformações tangenciais. Quando dois corpos estão em compressão um contra o outro, um desliza sobre o outro, ou seja, o que acontece é que certos pontos aderem enquanto outros deslizam, na área de contacto. O atrito de rolamento é fundamental para determinar as forças tangenciais que são desenvolvidas na área de contacto, denominadas forças de atrito de rolamento. Assim, o atrito de rolamento pode ser definido como uma combinação entre comportamento elástico e de fricção, no qual os dois corpos elásticos que deslizam um sobre o outro partilham uma área de contacto, onde tanto o deslizamento como a aderência ocorrem em simultâneo.

Após o desenvolvimento de várias teorias simplificadas, Kalker conseguiu desenvolver a teoria exata (Kalker 1979), que permite solucionar o problema de contacto com máximo rigor, mas com elevada exigência computacional. De forma a suprir-se esta limitação, Kalker desenvolveu um algoritmo que interpola uma série de tabelas com valores pré-calculados de forças de contacto tangenciais denominado USETAB (Kalker, 1996). Assim, durante a análise dinâmica, e tendo em conta as velocidades relativas entre a roda e o carril, é possível, através de simples interpolações obterem-se as forças de atrito de rolamento que se desenvolvem na interface de contacto.

Shen, Hedrick e Elkins (1983) elaboraram um modelo heurístico de forças de atrito de rolamento, de natureza não-linear, tendo por base as forças de atrito de rolamento determinadas pela teoria exata de Kalker nas quais é aplicado um coeficiente de redução apoiado na lei de saturação das forças de atrito de rolamento não-linear, de Johnson e Vermeulen.

Polach (1999) desenvolveu um método, que tal como o livro de tabelas de Kalker (Kalker 1996), implementado no código USETAB, permite ultrapassar as limitações do método criado por Shen, Hedrick e Elkins (1983). Apesar das simplificações adotadas na formulação do método de Polach, o efeito de velocidade angular relativa entre a roda e o carril ao nível do ponto de contacto é tido em consideração e os valores dos resultados obtidos são muito semelhantes aos valores obtidos pela teoria exata.

2.2. CRITÉRIOS NORMATIVOS DE SEGURANÇA DE CIRCULAÇÃO FERROVIÁRIA

2.2.1. CRITÉRIOS DE SEGURANÇA INDIRETOS COM BASE EM PARÂMETROS DA PONTE

De acordo com a EN 1990-Annex A2 (2001) as “deformações excessivas de ponte podem pôr em perigo o tráfego, criando alterações inaceitáveis na geometria vertical e horizontal do carril, tensões excessivas nos carris e vibrações na estrutura da ponte”. Além disso, as “vibrações excessivas podem levar à instabilidade do balastro e à redução inaceitável das forças de contacto entre o carril e a roda”. Posto isto, as normas EN 1990-Annex A2 (2001) e EN 1991-2 (2003) definem os seguintes critérios de segurança que visam controlar os aspetos referidos anteriormente: deformação vertical e transversal do tabuleiro da ponte, torção do tabuleiro, assentamento do apoio vertical e horizontal na extremidade da ponte, aceleração vertical e vibração lateral do tabuleiro da ponte.

2.2.1.1. Deformação vertical do tabuleiro da ponte

Com fim de garantir um raio de carril vertical aceitável em estruturas robustas, a deformação vertical do tabuleiro, em cada vão, é limitada pela norma EN 1990-Annex A2 (2001). Segundo esta normal está estipulado que a deformação vertical total máxima δ_v , medida ao longo da via devido aos valores característicos dos modelos de carga de tráfego vertical LM71 e SW/0, definidos na EN 1991-2 (2003), não pode exceder $L/600$, em que L é o comprimento do vão (ver Figura 2.6).

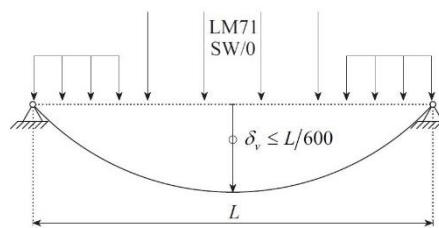


Figura 2. 6 - Deformação vertical do tabuleiro δ_v (Montenegro 2015).

2.2.1.2. Deformação transversal do tabuleiro da ponte

De acordo com a EN 1990-Annex A2 (2001), a deformação transversal do tabuleiro δ_h deve ser limitada de forma a garantir que a variação angular e o raio de curvatura horizontal respeitem os limites especificados na Tabela 2.1. Tal como mostra a Figura 2.7, as variações angulares referem-se às rotações transversais no final do tabuleiro θ_h ou às rotações transversais relativas entre dois vãos adjacentes $\theta_{h1} + \theta_{h2}$. Esta condição deve ser verificada para as combinações características do modelo de carga LM71 e SW/0, conforme o caso, devidamente multiplicadas pelo fator dinâmico definido na norma EN 1991-2 (2003).

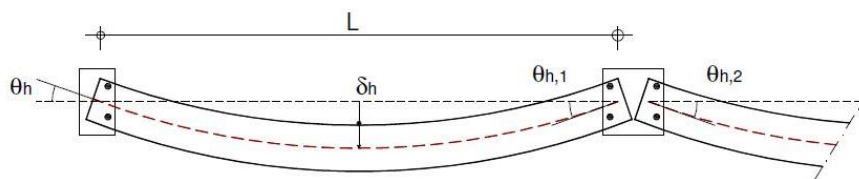


Figura 2. 7 - Deformação transversal do tabuleiro da ponte (Figueiredo 2007)

Tabela 2.1 - Valores máximos admissíveis da variação angular e raios mínimos de curvatura (adaptado de EN 1990- Annex A2 (2005)).

Velocidade de circulação v (km/h)	Rotação transversal máxima θ_h (rad)	Raios mínimos de curvatura R (m)	
		Tramo único	Múltiplos tramos
$v \leq 120$	0,0035	1700	3500
$120 < v \leq 200$	0,0020	6000	9500
$v > 200$	0,0015	14000	17500

2.2.1.3. Torção do tabuleiro da ponte

Este critério, definido na EN 1990-Annex A2 (2001), tem como objetivo minimizar o risco de descarrilamento, limitando a torção máxima do tabuleiro t (ver Figura 2.8). A torção máxima de uma bitola de 1435 mm medida ao longo de um comprimento de 3 m deve cumprir os valores da Tabela 2.2. A torção do tabuleiro é calculada tendo em conta os valores característico do modelo de carga LM71, bem como os modelos de carga SW/0 e SW/2, conforme o caso, e os modelos de alta-velocidade HSLM (*High Speed Load Model*), em concordância com a EN 1991-2 (2003).

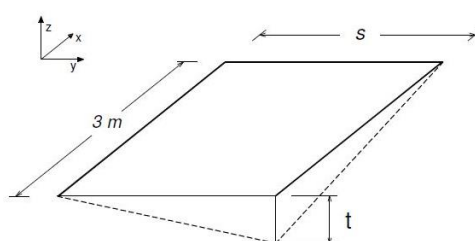


Figura 2.8 - Definição do empenamento t do tabuleiro (adaptado de EN 1990 - Annex A2 (2005)).

Tabela 2.2 - Valores máximos admissíveis do empenamento do tabuleiro (adaptado de EN 1990 - Annex A2 (2005)).

Velocidade v (km/h)	t (mm)
$v \leq 120$	$\leq 4,5$
$120 < v \leq 200$	$\leq 3,0$
$v > 200$	$\leq 1,5$

2.2.1.4. Assentamento do apoio vertical na extremidade do tabuleiro

O deslocamento vertical na extremidade do tabuleiro deve ser limitado para evitar a desestabilização da via ferroviária, limitando as forças de elevação nos sistemas de fixação dos carris e limitando as tensões adicionais nos carris. Segundo a EN 1991-2 (2003), o deslocamento vertical da parte superior do tabuleiro δ_v (ver Figura 2.9) relativamente à construção adjacente

(zona de encontro ou outro tramo de tabuleiro, quando é uma solução de vãos simplesmente apoiados), quando aplicados os modelos de carga LM71 e SW/0, conforme o caso, e devido ao diferencial de temperatura, não pode exceder os 2 mm em linhas cuja a velocidade máxima é superior a 160 km/h, e os 3 mm em linhas cuja velocidade máxima não ultrapassa os 160 km/h.

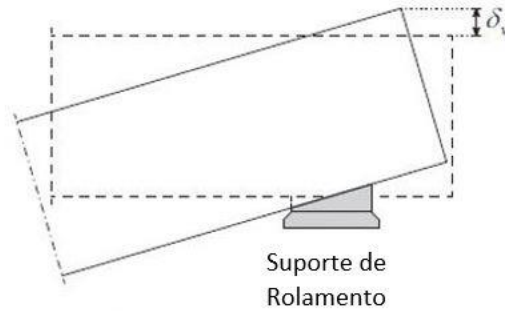


Figura 2.9 – Assentamento do apoio vertical na extremidade do tabuleiro δ_v (Montenegro 2015).

2.2.1.5. Assentamento do apoio horizontal na extremidade do tabuleiro

Este critério visa minimizar possíveis perturbações no balastro criadas por assentamentos de apoios horizontais. A norma EN 1991-2 (2003) limita o deslocamento longitudinal do tabuleiro δ_b (ver Figura 2.10) relativamente à construção adjacente (encontro ou vão adjacente) devido à tração ou travagem em 5 mm, para carril continuamente soldado sem dispositivos de dilatação de via, ou em 30 mm, para carris com dispositivos de dilatação de via. Tal análise deve ser efetuada para o carregamento de tráfego vertical definido pelo modelo de carga LM71 e SW/0, conforme o caso. A face superior na extremidade do tabuleiro não pode exceder os 8 mm, se o efeito composto via-estrutura for considerado no modelo numérico, ou 10 mm se não for.

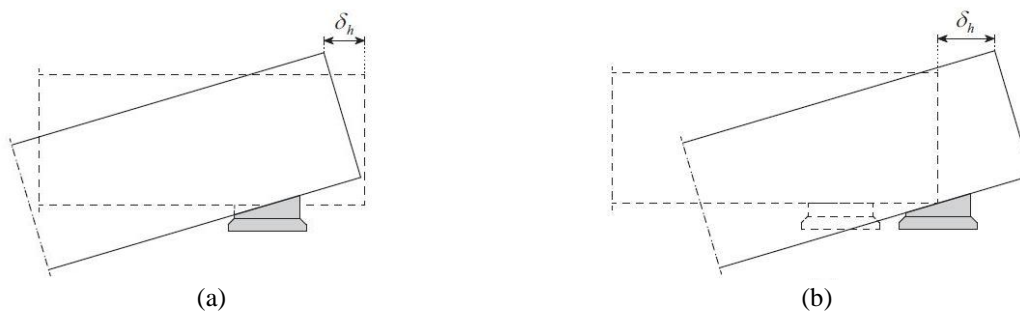


Figura 2.10 - Assentamento longitudinal δ_h da parte superior do tabuleiro: (a) apoio fixo e (b) apoio móvel (Montenegro 2015).

2.2.1.6. Aceleração vertical do tabuleiro da ponte

Com o objetivo de controlar fenómenos de instabilidade na camada de balastro, que podem levar à perda da resistência lateral da via (em vias balastradas), e à perda de contacto entre a roda e o carril por efeito do decréscimo das forças de contacto (em vias não balastradas), são definidos limites para a aceleração vertical do tabuleiro. Desta forma, segundo a norma EN 1990-Annex A2 (2001), a aceleração vertical máxima do tabuleiro da ponte não deve exceder os 3.5 m/s^2 e os 5 m/s^2 em vias balastradas e não balastradas, respetivamente.

A aceleração é determinada por meio de uma análise dinâmica com modelos reais de comboios de alta-velocidade e com modelos de carga HSLM, definidos na EN 1991-2 (2003), considerando apenas uma via carregada. Apenas as contribuições dos modos com frequências até 30 Hz ou até 1,5 vezes a frequência do primeiro modo de vibração do elemento que está sendo analisado, incluindo pelo menos os três primeiros modos, devem ser levados em consideração nas análises efetuadas.

2.2.1.7. Vibração lateral do tabuleiro da ponte

A limitação da vibração lateral do tabuleiro tem como objetivo evitar a ocorrência de fenómenos de ressonância entre o movimento lateral do veículo e a ponte. Segundo a EN 1990-Annex A2 (2001), a frequência natural do primeiro modo de vibração lateral da ponte não deve ser inferior a 1,2 Hz.

2.2.2. CRITÉRIOS DE DESCARRILAMENTO

2.2.2.1. Critério de Nadal

O critério de Nadal (1908) define um limite para o rácio entre as forças de contacto lateral Y e vertical Q , em cada roda (ver Figura 2.11). Este rácio Y/Q , que também pode ser denominado de fator de Nadal ζ_N , é determinado a partir do equilíbrio de forças no ponto de contacto entre a roda e o carril:

$$\zeta_N = \frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma - \frac{F_\eta}{F_n}}{1 + \frac{F_\eta}{F_n} \tan \gamma} \quad (2.8)$$

onde γ é o ângulo de contacto entre a roda e o carril, F_n é a força de contacto normal e F_η é força de atrito de rolamento lateral. Se tiver em conta o critério de saturação, é possível reescrever-se a equação através do coeficiente de atrito μ :

$$\zeta_N = \frac{\tan \gamma - \mu}{1 + \mu \tan \gamma} \quad (2.9)$$

Cada país adota um valor limite diferente para este rácio, pois este depende do coeficiente de atrito considerado e da inclinação do verdugo da roda, sendo variável entre 0,1 e 1. De acordo com a TSI (2002), o rácio Y/Q em qualquer roda do comboio não deve exceder 0,8.

Este critério é bastante conservativo, pois assume que o descarrilamento, por galgamento do verdugo, ocorre instantaneamente no momento em que o rácio de segurança é atingido. No entanto,

testes realizados Ishida e Matsuo (1999), correndo várias velocidades, considerando vários ângulos de ataque e diferentes amplitudes de força lateral, mostraram que o descarrilamento só ocorre quando o limite de segurança é excedido durante um determinado período de tempo (Nishimura et al. 2008), mais precisamente 0,015s. Com base nestes fatos e com o objetivo de garantir a segurança de circulação do veículo ferroviário, foi que este seria denominado de Critério de Nadal Modificado e, sem seguir valores limites demasiado conservativos, foi estabelecido que o valor da razão Y/Q seria de 0,8. No Japão este critério foi adotado para avaliar a segurança de circulação dos comboios.

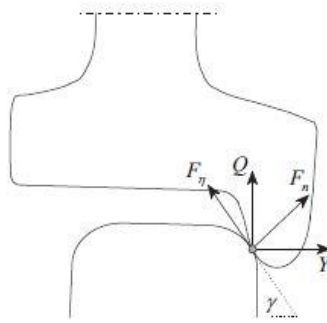


Figura 2.11 - Forças que atuam no ponto de contacto entre a roda e o carril (Montenegro 2015).

2.2.2.2. Critério de Prud'homme

Segundo uma pesquisa realizada pela Companhia Nacional Francesa Ferroviária (Sonneville e Bentot 1955) foi sugerido limitar a força lateral introduzida no eixo e, conseqüentemente, prevenir um deslocamento lateral excessivo do painel da via. Em 1967, Prud'homme definiu que a força lateral Y exercida por eixo sobre o carril deveria ser limitada ao seguinte valor:

$$\sum_{ws} Y = 10 + \frac{2 Q_0}{3} [\text{kN}] \quad (2.10)$$

onde Q_0 é a carga estática por roda em kilonewtons (kN). O critério Prud'homme é adotado na Europa pelo TSI (2002), podendo o fator de Prud'homme ζ_P ser expresso da seguinte forma:

$$\zeta_P = \frac{\sum_{ws} Y [\text{kN}]}{10 + \frac{2Q_0}{3} [\text{kN}]} \quad (2.11)$$

2.2.2.3. Critério de Descarga

Quando o veículo é submetido a níveis de vibração elevados pode dar-se a perda de contacto entre a roda e o carril, elevando à ocorrência de um descarrilamento por descarga da roda. Estas vibrações podem ser verticais ou laterais e, podem ser provocadas por fenómenos como, irregularidades na via, sismos, ventos fortes, entre outros.

Este tipo de descarrilamento originou o critério de descarga da roda, que é definido como o rácio entre a redução da carga vertical ΔQ e a carga estática por roda Q_0 , definido por:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{Q_0 - Q}{Q_0} \quad (2.12)$$

onde Q é a carga vertical dinâmica da roda. No limite, cada roda perde o contacto com o carril, quando a carga dinâmica se anula, e $\Delta Q/Q_0$ iguala-se a 1. Contudo, de forma a evitar situações de risco, o limite do rácio $\Delta Q/Q_0$ é sempre menor do que 1. Segundo a norma EN 14067-6 (2010) o valor limite para o critério de descarga adotado é 0,9.

Na norma EN 14067-6 (2010), existe ainda um critério alternativo fundamental na análise de segurança de circulação face a ventos cruzados. Este método consiste em aplicar o rácio ao bogie completo, resultando no fator de descarga ζ_U expresso da seguinte forma:

$$\zeta_U = 1 - \frac{Q_i + Q_j}{2 \cdot Q_0} \quad (2.13)$$

onde Q_0 é a carga estática correspondente a uma roda, Q_i e Q_j são as forças de contacto verticais das rodas descarregadas dos eixos i e j do mesmo bogie. Posteriormente, é feita uma filtragem ao fator de descarga com um filtro Butterworth de 4º ordem de 2 Hz, ou outro filtro equivalente.

2.2.2.4. Critério de Weinstock

O critério de Weinstock (1984), que é menos conservativo e mais realista do que o critério de Nadal, consiste em avaliar a razão Y/Q de um rodado completo, isto é, para além de se ter em conta relação Y/Q da roda que galga o verdugo, também se tem em conta os efeitos da roda oposta.

Enquanto na roda que galga o verdugo a razão Y/Q é determinada pelo critério de Nadal, a razão Y/Q da roda oposta é considerada igual ao coeficiente de atrito, já que o ângulo de contacto é reduzido, como se pode verificar na seguinte equação:

$$\sum_{ws} \frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma_A - \mu_A}{1 + \mu_A \tan \gamma_A} + \gamma_B \quad (2.14)$$

onde ws indica o eixo (*wheelset*) e subscrição os índices A e B indica a roda que galga o verdugo e a oposta, respetivamente (ver Figura 2.12).

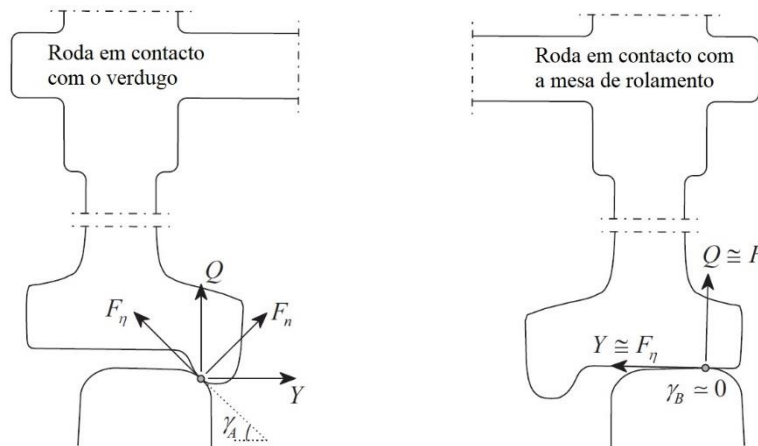


Figura 2.12 - Forças que atuam na roda que galga o verdugo (*flanging wheel*) e roda oposta (*non-flanging wheel*), do mesmo eixo (Montenegro 2015).

2.3. MODELAÇÃO DO VENTO

Para proceder à verificação de segurança de circulação ferroviária é necessário definir as cargas aerodinâmicas que vão atuar no veículo e na estrutura. Estas cargas dependem, essencialmente, da velocidade do vento e das formas aerodinâmicas dos subsistemas. Posto isto, existem duas formas aproximadas de representar a história de tempo da velocidade do vento: representação que tem em conta uma rajada discreta e uma representação estocástica do vento turbulento.

2.3.1. MODELOS DE RAJADA DISCRETA

As representações discretas retratam apenas uma rajada que parte da velocidade média do vento, e aumenta até atingir a velocidade máxima. Na bibliografia é possível encontrar-se três modelos de rajada discreta: o modelo do Chapéu Chinês, o modelo da Bola de Rugby e o modelo da Rajada Germânica.

O modelo de Chapéu Chinês proposto pela EN 14067-6 (2010), considera uma função bi-exponencial. No qual a velocidade do vento cresce de forma exponencial desde o seu valor médio até atingir o seu valor máximo e, após este ser atingido, a velocidade decresce de forma simétrica até alcançar, novamente, o valor médio (Quost 2005) (ver Figura 2.13).

No modelo da Bola de Rugby o vento é descrito como um alongamento positivo de uma função de seno (Quost 2005) (ver Figura 2.14).

No modelo de rajada germânica a velocidade do vento aumenta linearmente entre o valor médio até ao valor de pico (Quost 2005) (ver Figura 2.15).

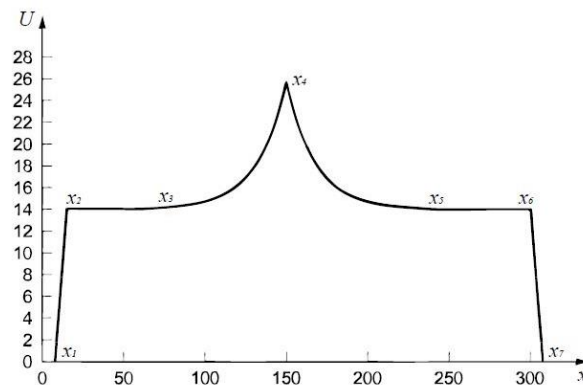


Figura 2.13 - Exemplo da distribuição espacial do vento aplicando o modelo de Chapéu Chinês (EN 14067-6 (2010))

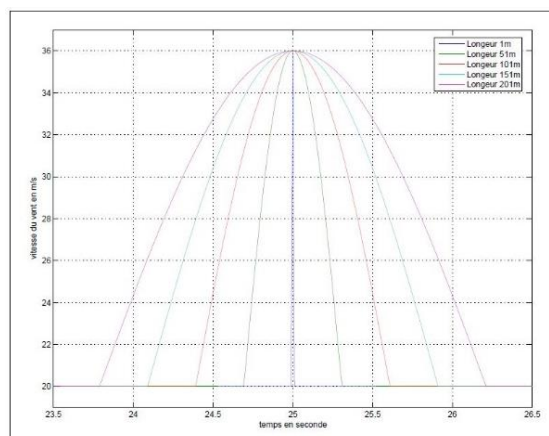


Figura 2.14 - Modelo da Bola de Rugby para diferentes comprimentos de rajada (Quost 2005).

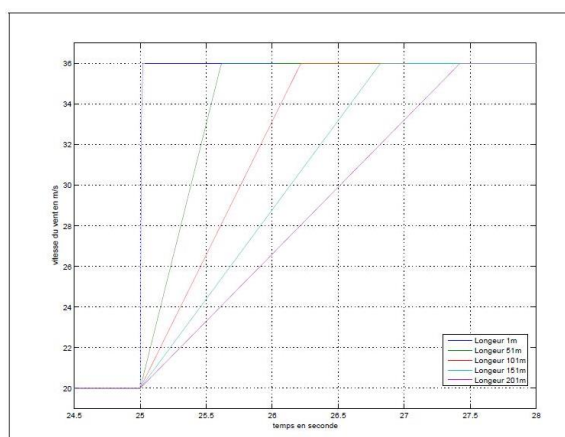


Figura 2.14 - Modelo de Rajada Germânica para diferentes comprimentos de rajada (Quost 2005).

2.3.2. MODELOS ESTOCÁSTICOS DE VENTO TURBULENTO

Para o estudo da resposta dinâmica de veículos, pontes ou sistemas acoplados, uma rajada discreta não descreve de forma realista a velocidade no tempo e no espaço. Para obter uma resposta o mais realista possível, é necessário gerar vários ventos artificiais, onde a velocidade de vento é compatível com a descrição estocástica da mesma.

Segundo Antolín (2013), numa rajada de ventos estocástico a velocidade do vento pode-se decompor na soma de uma velocidade média U com uma velocidade representativa da componente turbulenta u, v e w , respetivamente, em cada uma das três direções do espaço (ver Figura 2.16).

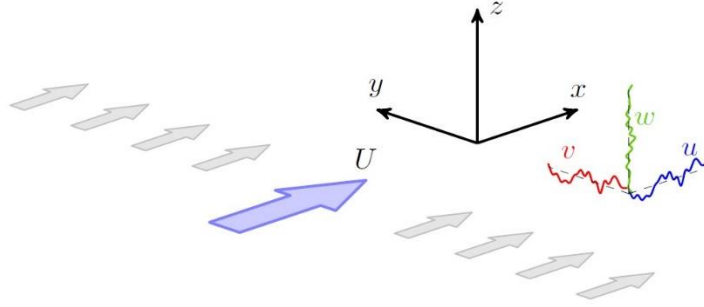


Figura 2.15 - Representação das três direções do espaço e as respectivas componentes turbulentas (Antolín 2013).

A intensidade de turbulência $I_i(z)$, para cada direção é definida como a razão entre a média quadrática para a componente turbulenta $\sigma_i(z)$ e a velocidade longitudinal média $U(z)$:

$$I_i(z) = \frac{\sigma_i(z)}{U(z)}; \quad i = u, v, w \quad (2.15)$$

onde z é a altura do ponto onde se calcula a velocidade do vento, relativamente, ao solo. A experiência mostra que o valor da intensidade de turbulência decresce à medida que a altura aumenta, até que tende para zero a partir de uma altura suficientemente grande.

Na obtenção da componente turbulenta nas direções $v(t)$ e $w(t)$ é necessário ter em conta a interação entre eles. Todavia, é razoável considerar a hipótese de que são independentes entre si e, consequentemente, desprezar a sua relação, considerando apenas a direção $u(t)$ (Antolín 2013). Para entender melhor como se obtém histórias de velocidades do vento na direção $u(t)$, inicialmente, analisa-se aplicação do vento num ponto e, posteriormente, aplica-se em vários pontos em simultâneo.

2.3.2.1. Aplicação de vento turbulento num ponto do espaço

A geração de perfis de velocidade de vento artificial é um processo estocástico, onde se utiliza funções de densidade espectral de potência (PSD).

A fim de gerar perfis de velocidades de vento é necessário considerar um intervalo de frequências $[0, f_{m\acute{a}x}]$, fora do qual a densidade espectral de potência é nula. Este intervalo é dividido em segmentos constantes de frequência Δf , estabelecendo o número total de frequências como $n_f = f_{m\acute{a}x}/\Delta f$. É assim possível expressar a componente turbulenta do vento como (Shinozuka 1971):

$$u(t) = \sum_{m=1}^{n_f} \sqrt{2 \cdot G_u(f_m) \cdot \Delta f} \cdot \cos(2\pi f_m t + \phi_u^m) \quad (2.16)$$

onde $G_u(f_m)$ é o valor da função espectral de densidade de potência em função da frequência e ϕ_u^i são os desfasamentos aleatórios distribuídos uniformemente entre $[0, 2\pi]$.

2.3.2.2. Funções de Densidade Espectral de Potência

O perfil de vento turbulento pode ser considerado como a sobreposição de vários perfis de vento, cada um deles com uma certa frequência. A energia cinética total resulta assim da soma das contribuições dos diferentes vórtices, sendo que a função densidade espectral descreve o contributo energético de cada um desses vórtices. A energia turbulenta é gerada por vórtices de grande escala, ou seja, baixas frequências, e dissipada por vórtices de pequena escala (Simiu e Scanlan, 1996). A distribuição de acordo com a frequência da componente turbulenta u é geralmente definida através da função de densidade espectral adimensional de potência R_u , que é expressa da seguinte forma (Antolín 2013):

$$R_u(z, f) = \frac{f \cdot G_u(z, f)}{\sigma_u^2(z)} \quad (2.17)$$

onde f é a frequência, G_u é o valor da função espectral de densidade de potência e σ_u representa a média quadrática.

Inicialmente, Von Kármán (1948) propôs um tipo de espectros que, posteriormente, que deram origem a novas formulações de espectros, como foi o caso dos espectros desenvolvidos por Solari e Piccardo (2001). Entre os vários espectros existentes há um espectro, denominado de espectro reduzido de Kaimal et al. (1972), que é o mais utilizado ((Cao, Xiang e Zhou 2000), (Xu e Guo 2003), (Cai, Chen e Aerodynamics 2004), (Chen e Cai 2004), (Guo e Xu 2006)) e é adotado pela norma europeia EN 1991-1-4 (2005). Este pode ser expresso da seguinte forma:

$$R_i = \frac{f \cdot G_i(f)}{\sigma_i^2} = \frac{A_i \cdot \hat{f}_i}{(1 + 1.5 \cdot A_i \cdot \hat{f}_i)^{5/3}}; \quad i = u, v, w \quad (2.18)$$

onde A_i é constante, e na direção u toma o valor de 6,8 (Antolín 2013).

Após definir as densidades espectrais é possível gerar, de forma aleatória segundos as três direções representadas na Figura 2.16, perfis de velocidades de ventos turbulentos a partir da equação (2.16).

2.3.2.3. Aplicação de vento turbulento em vários pontos do espaço em simultâneo

Com o objetivo de simular perfis de velocidades de vento em vários pontos do espaço, de forma simultânea, é necessário ter em conta que os perfis são diferentes entre si, todavia não independentes. Quanto mais próximos os pontos se situarem entre si, mais semelhantes serão os perfis de velocidade e, por conseguinte, a coerência será maior (ver Figura 2.17) (Antolín 2013).

Para relacionar as velocidades do vento em diferentes pontos é imprescindível definir uma função que coerência γ (Davenport 1962; Davenport 1968), que considere tanto a distância entre os pontos como a sua frequência. A função de coerência entre dois pontos genéricos j e k (Hansen 2008) pode-se expressar da seguinte forma:

$$\gamma_i^{j,k} = e^{\frac{-C_i f d_{j,k}}{U_{j,k}}}; \quad i = u, v, w \quad (2.19)$$

onde C_i é uma constante que depende da rugosidade da altura e da velocidade média do vento, $d_{j,k}$ é a distância entre os pontos e $U_{j,k}$ é a média das velocidades médias de cada ponto, expressa da seguinte forma:

$$U_{j\ k} = \frac{U_j + U_k}{2} \quad (2.20)$$

sendo U_j e U_k a velocidade média do vento nos pontos j e k , respetivamente.

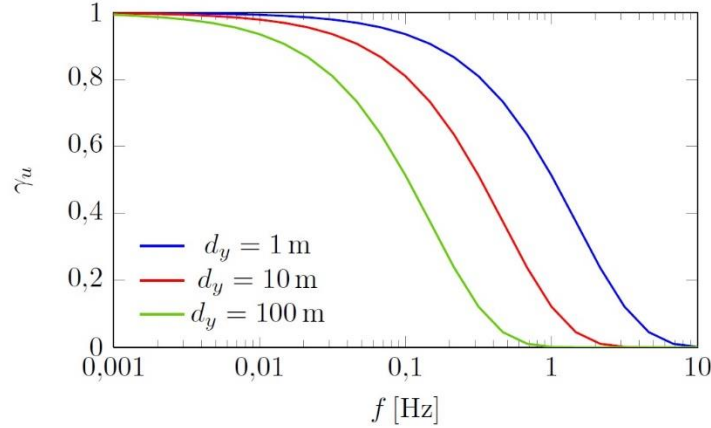


Figura 2.16 - Funções de coerência para as componentes turbulentas do vento γ_u para pontos separados de 1, 10 e 100 mm (Antolín 2013).

A densidade de espetros de potência cruzada é determinada da seguinte forma:

$$G_i^{j\ k}(f) = \gamma_i^{j\ k}(f) \sqrt{G_i^{j\ j}(f) \cdot G_i^{k\ k}(f)}; \quad i = u, v, w \quad (2.21)$$

onde $G_i^{j\ j}$ e $G_i^{k\ k}$ representam as densidades espectrais diretas dos pontos j e k , respetivamente.

Shinozuka (1971) descreve uma metodologia para simulação de velocidades de ventos através de processos aleatórios multivariantes e multidimensionais com densidade espectrais cruzadas determinadas. Posteriormente, com base nesta metodologia foi desenvolvido o método Sandia (Veers 1984; Veers 1988), método esse que permite calcular campos tridimensionais de velocidades de vento dependentes do tempo a partir de uma densidade espectral de potencia G e de uma função de coerência γ . Cao, Xiang e Zhou (2000) propuseram algumas simplificações, que visam diminuir o custo computacional, sendo esta implementação utilizada por vários autores ((Xu e Guo 2003), (Chen e Cai 2004), (Guo e Xu 2006) e (Yau 2010)).

3

METODOLOGIA DE INTERAÇÃO VEÍCULO-ESTRUTURA

3.1. METODOLOGIA DE INTERAÇÃO VEÍCULO-ESTRUTURA

Neste capítulo é apresentada a metodologia de interação veículo-estrutura que foi utilizada neste trabalho, para analisar a segurança de circulação do veículo ferroviário, quando este opera na ponte em estudo. Inicialmente é apresentado o modelo de contacto roda-carril que é proposto para calcular as forças internas geradas na superfície de contacto, também denominadas de forças de contacto. Subsequentemente, é exposto o método de acoplamento do veículo e da estrutura, denominado por método direto (Neves, Azevedo e Calçada 2012; Neves et al. 2014). Este modelo baseia-se no método de elemento finitos, que permite analisar a estrutura e o veículo sem limitação no grau de complexidade e tem em consideração as deformações sofridas por ambos os sistemas. Esta formulação é implementada em MATLAB (2018), enquanto os veículos e a estrutura são modelados em ANSYS (2010), sendo as suas matrizes estruturais posteriormente importadas pelo MATLAB.

3.1.1. MODELO DE CONTACTO RODA-CARRIL

Na generalidade dos métodos, para analisar a interação veículo-estrutura, as forças de contacto são encaradas como forças externas. Todavia é mais eficiente usar uma formulação de elementos finitos baseada nas leis de contacto para as direções normal e tangencial.

Na Figura 3.1 estão representadas as forças X que atuam na superfície de contacto e os deslocamentos v do ponto de contacto, que são definidos no sistema de coordenadas local do elemento alvo (x_t, y_t, z_t). As denominações ce e te indicam os elementos de contacto e os elementos alvo, respetivamente. O eixo x_t tem a direção do eixo longitudinal do elemento alvo, o eixo y_t é paralelo ao plano traçado e o eixo z_t completa o sistema de coordenadas cartesiano. O ponto $C1$ representa um ponto nodal do veículo e o ponto piloto de superfície rígida da roda. O ponto $C5$ é um ponto interno auxiliar de um elemento alvo da estrutura e o ponto piloto da superfície rígida do carril. Os movimentos das superfícies rígidas da roda e do carril são definidos pelos graus de liberdade do nó piloto correspondente. Os pontos $C2$ e $C4$ são pontos auxiliares, que representam as superfícies rígidas da roda e do carril, respetivamente.

Quando ocorre contacto, o elemento de contacto nó-segmento proposto por Montenegro (2015) adiciona o nó interno $C3$ e o elemento finito conectado com o ponto $C2$, que tem como objetivo ter em conta o comportamento de contacto nas direções normal e tangencial. Contudo, nesta situação, os pontos $C3$ e $C4$ são coincidentes, onde através do método direto proposto por Neves et al. (2014)

são desenvolvidas as equações de compatibilidade dos deslocamentos desses nós (Montenegro 2015).

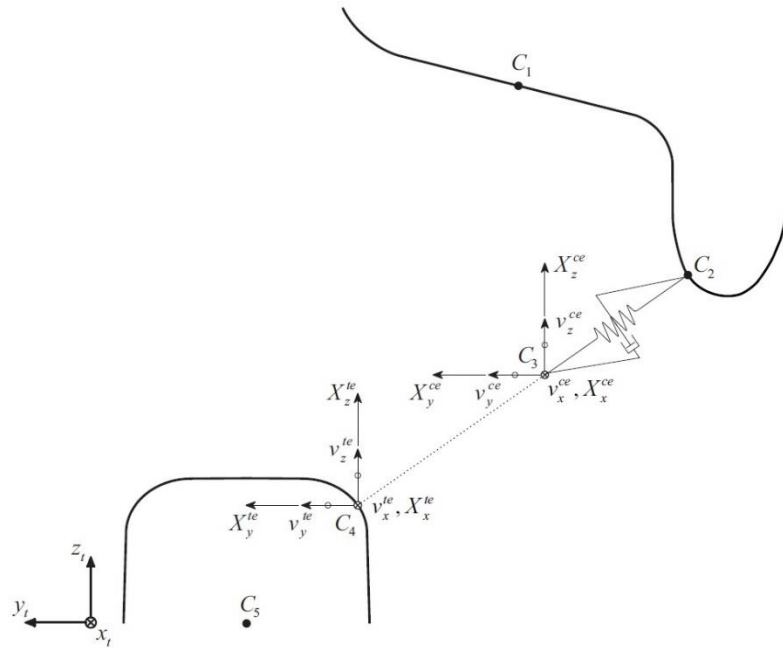


Figura 3.1 - Elemento de contacto nó-segmento (Montenegro 2015).

3.1.1.1. Problema de contacto geométrico

No modelo de contacto roda-carril a localização do ponto de contacto influencia consideravelmente as forças de contacto e, consequentemente, o comportamento do veículo ferroviário sobre a estrutura. Com a finalidade de determinar os pontos de contacto e, consequentemente as forças de contacto, foram desenvolvidos dois algoritmos para determinar a posição do ponto em regiões convexas da roda (mesa ou verdugo) ou regiões côncavas (transição entre o verdugo e a mesa de rolamento). Devido à elevada exigência computacional do algoritmo de procura de pontos de contacto em regiões côncavas, este só é aplicado quando o algoritmo de procura de pontos de contacto em regiões convexas não consegue determinar uma solução única, como será explicado mais adiante.

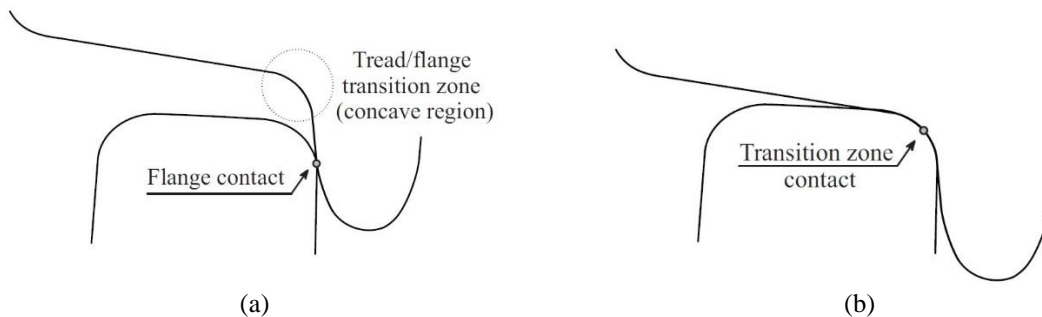


Figura 3.2 - Ponto de contacto entre a roda e o carril: (a) contacto numa região convexa e (b) contacto numa região côncava (Montenegro 2015).

3.1.1.1.1. Algoritmo de procura de pontos de contacto em regiões convexas

A detecção do ponto de contacto entre superfícies convexas tem por base duas condições não-lineares. A primeira condição assegura que o vetor tangente ao carril é perpendicular ao vetor que define a posição relativa do ponto da roda em relação ao ponto do carril, e a segunda condição garante que o vetor normal ao carril é perpendicular ao vetor tangente à roda (ver Figura 3.3). Estas duas condições são expressas no seguinte sistema:

$$\begin{cases} \mathbf{t}_{r,y}^t \cdot \mathbf{d}_{wr}^t = 0 \\ \mathbf{t}_{w,y}^t \cdot \mathbf{n}_r^t = 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

onde $\mathbf{t}_{r,y}^t$ e \mathbf{n}_r^t representam os vetores tangente e normal à superfície do carril no ponto de contacto, na direcção lateral, $\mathbf{t}_{w,y}^t$ representa o vetor tangente à superfície da roda no ponto de contacto e \mathbf{d}_{wr}^t é o vetor que define a posição relativa do ponto da roda em relação ao ponto do carril (Montenegro 2015).

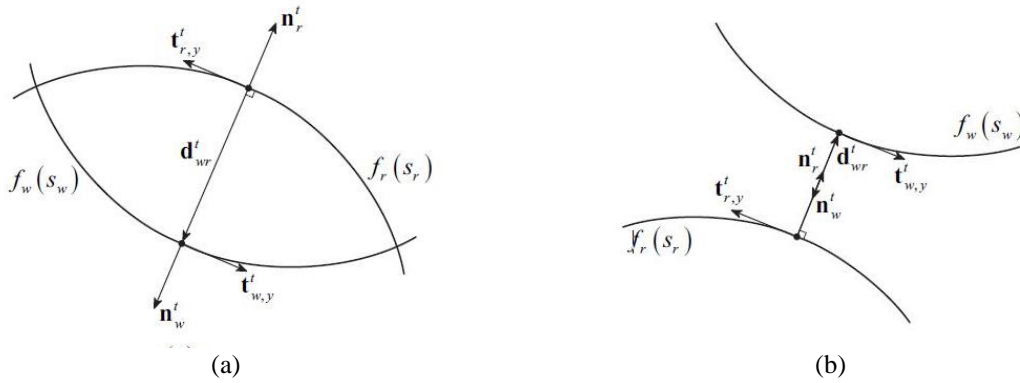


Figura 3.3 - Potencial ponto de contacto entre duas superfícies: (a) ocorre contacto e (b) não ocorre contacto (Montenegro 2015).

Como a resolução deste problema passa por um método iterativo, geralmente, para reduzir o número de iterações, a solução determinada na etapa anterior é utilizada como *input* para resolver a etapa atual.

3.1.1.1.2. Algoritmo de procura de pontos de contacto em regiões côncavas

Este algoritmo consiste em determinar os pontos de contacto em regiões onde o algoritmo de procura em regiões convexas não consegue obter uma solução única. A precisão deste algoritmo depende do grau de discretização dos perfis e, assim sendo, o custo computacional para obter uma boa solução é elevado, quando comparado com o algoritmo de procura em superfícies convexas. Por este motivo, este algoritmo apesar de também encontrar soluções em regiões convexas, apenas é aplicado quando a solução se encontra numa região côncava. Neste algoritmo, as superfícies da roda e do carril são discretizadas em vários pontos, através da interpolação das funções de perfil (Montenegro 2015). Sendo as equações adotadas neste algoritmo, representativas dos vetores posição de cada ponto da superfície do carril e da roda. Posto isto, a análise de um potencial contacto entre as superfícies dos elementos consiste em determinar se algum desses pontos se encontra dentro da superfície oposta, formando um volume de interseção (ver Figura 3.4).

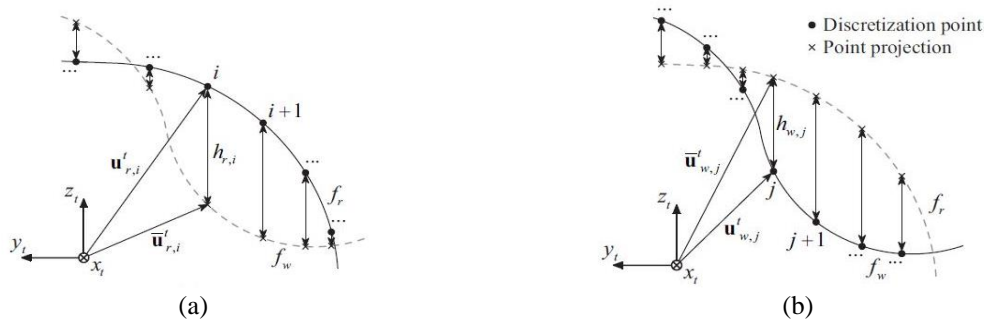


Figura 3.4 - Volume de interseção: (a) projeção dos pontos do carril e (b) projeção dos pontos da roda (Montenegro 2015).

Na situação de não existirem pontos pertencentes ao volume de interseção, os dois elementos não estão em contacto e o potencial ponto de contacto é descartado. Por outro lado, quando o contacto existe, cada ponto de uma das superfícies pertencentes ao volume de interseção tem um potencial par de contacto na outra superfície (ver Figura 3.5). Assim sendo, o potencial par de contacto de um ponto da superfície do carril, pertencente ao volume de interseção, corresponde ao ponto mais próximo da superfície da roda, que também pertence ao volume de interseção e vice-versa (Montenegro 2015).

3.1.1.2. Problema de contacto normal

Quando dois corpos não-conformes são comprimidos um contra o outro, eles deformam-se na vizinhança do primeiro ponto de contacto, formando uma área de contacto muito reduzida quando comparada com as dimensões desses dois elementos e com os raios relativos de curvatura das superfícies. Em contrapartida, se o formato dos dois corpos se encaixar perfeitamente na região de contacto, fenómeno também denominado de contacto conforme, o contacto entre esses dois corpos não é limitado a apenas um ponto.

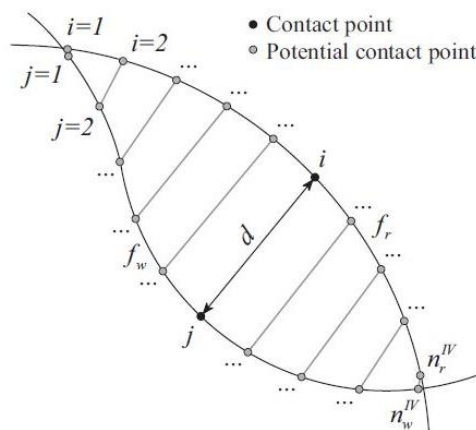


Figura 3.5 - Par de contacto entre duas superfícies côncavas (Montenegro 2015).

O problema de contacto normal, nesta situação, é analisado tendo por base a Teoria Não Linear de Hertz (Hertz 1882). Segundo esta teoria, a área de contacto entre dois corpos que estão em contacto tem uma forma elíptica e a distribuição de pressões assume uma forma semi-elipsoidal, ou seja, as tensões normais são nulas nas bordas da área de contacto e máxima no centro. A Teoria de Hertz segue os seguintes pressupostos:

- a) As superfícies dos corpos são contínuas e não conformes;
- b) As superfícies não têm atrito (a solicitação aplicada é apenas na direção normal, ou seja, as superfícies não transmitem trações tangenciais);
- c) As curvaturas longitudinal e lateral dos corpos são constantes ao longo da área de contacto;
- d) Os corpos em contacto são elásticos e não ocorre nenhuma deformação plástica na área de contacto;
- e) As tensões originadas pela força de contacto, a partir de um determinado valor de distância da área de contacto, desaparecem;
- f) Os materiais dos corpos em contacto deve ter um comportamento homogéneo, isotrópico e linear elástico (Lei de Hooke).

No problema de contacto entre a roda e o carril, os pressupostos da Teoria de Hertz não são sempre cumpridos, dado que, as superfícies dos corpos em contacto não são totalmente desprovidas de atrito e podem estar a contactar de forma conforme, as superfícies em contacto da roda e do carril podem ter curvaturas variáveis e podem ocorrer deformações plásticas na zona de contacto. Porém, na generalidade das aplicações ferroviárias, a Teoria de Hertz é suficientemente compatível para o cálculo das forças durante uma análise dinâmica global (Andersson et al., 1999).

No presente modelo de contacto roda-carril, a Teoria Não Linear de Hertz é adotada e admitindo que a distribuição de pressão é definida com uma função semi-elipsoidal (Hertz (1882), Johnson (1985), Shabana, Zaazaa e Sugiyama (2008)), é possível determinar a força de contacto normal F_n entre a roda e o carril (ver Figura 3.6). Esta é obtida por:

$$F_n = K_h \cdot d^{\frac{3}{2}} \quad (3.2)$$

onde d é a penetração e K_h é o coeficiente generalizado de rigidez, que depende das propriedades do material dos corpos e é expresso da seguinte forma:

$$K_h = \frac{2}{3} \cdot \frac{C_h}{\left(\frac{1-\nu^2}{\pi E}\right) \sqrt{A+B}} \quad (3.3)$$

onde C_h é a constante de Hertz e as constantes A e B dependem da curvatura das superfícies no ponto de contacto.

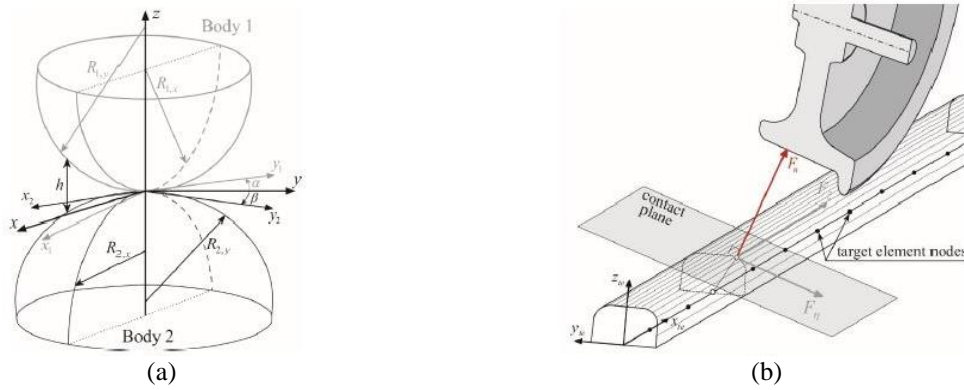


Figura 3.6 - Contacto normal: (a) dois corpos não-conformes em compressão um contra o outro e (b) força de contacto normal entre a roda e o carril (Montenegro 2015).

3.1.1.3. Problema de contacto tangencial

Quando dois corpos estão em contacto e rolam um sobre o outro, existem pontos de contacto que podem deslizar enquanto outros podem aderir (ver Figura 3.7 (a)). A diferença entre as deformações tangenciais dos dois corpos na área de adesão resulta num deslizamento aparente, denominado de atrito de rolamento. Este fenómeno é fundamental para determinar as forças tangenciais que se desenvolvem na área de contacto. Através de desvios não-dimensionais, que derivam das velocidades relativas entre a roda e o caril no ponto de contacto, é possível calcular as forças de contacto (Kalker, 1990).

Neste trabalho, a ferramenta USETAB baseada no Livro de Tabelas de Kalker (Kalker, 1996) foi adotada para a determinação das forças de contacto tangenciais durante a análise da interação veículo-estrutura.

O livro de Tabelas (Kalker, 1996), consiste numa série de tabelas pré-calculadas, nas quais estão armazenados os vários valores de forças de atrito de rolamento para, posteriormente, serem interpolados durante a análise dinâmica em função das velocidades relativas entre os pontos de contacto.

As tabelas anexas a um algoritmo de interpolação, foram implementadas num código de computador denominado de USETAB. Estas utilizam um *layout* efetivo, explorando todas as simetrias possíveis entre as forças de contacto de rolamento e os deslizamentos entre a roda e o carril (Kalker 1967). Os valores das tabelas encontram-se normalizados e são calculados seguindo determinados critérios (Montenegro 2015). Os *outputs* das tabelas são, a força de atrito de rolamento longitudinal normalizada F'_ξ , a força de atrito de rolamento lateral normalizada F'_η e o momento de atrito de rolamento normalizado M'_ϕ , que são linearmente interpolados durante a análise dinâmica. Posto isto o valor absoluto das forças de atrito de rolamento é calculado da seguinte forma:

$$F_\xi = F'_\xi \mu F_n \quad (3.4)$$

$$F_\eta = F'_\eta \mu F_n \quad (3.5)$$

onde μF_n é o limite de atrito de Coulomb, sendo μ é o coeficiente de atrito e F_n é a força de contacto normal (ver equação 3.3).

Com o objetivo de evitar extrapolações imprecisas, a tabela impõe um limite superior. Além disto, as interpolações lineares com semi-eixos próximos a zero ou infinito devem ser evitados, uma vez que os coeficientes de deslizamento são singulares nesses casos (Kalker, 1996). Deste modo, as relações entre semi-eixos da elipse de contacto devem estar compreendidas entre os limites 10^{-3} e 10^3 , e para deslizamentos normais o limite superior é 10^3 .

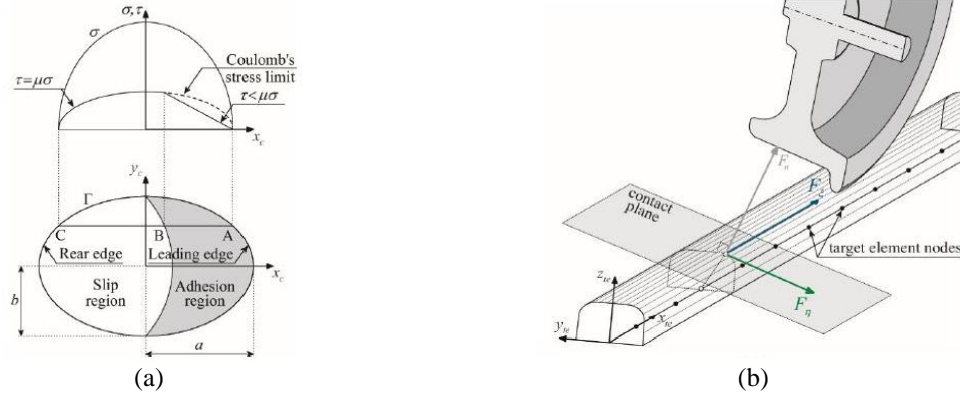


Figura 3.7 - Contacto tangencial: (a) deslizamento e aderência na área de contacto e (b) forças de contacto tangenciais entre a roda e o carril (Montenegro 2015).

3.1.2. ACOPLAMENTO DO SISTEMA VEÍCULO - ESTRUTURA

O método direto, empregue neste estudo, completa as equações de equilíbrio regentes do veículo e da estrutura com as equações de compatibilidade que relacionam os deslocamentos dos pontos de contacto do veículo com os deslocamentos nodais correspondentes da estrutura, sem permitir a separação do sistema. Desta forma, é formado um único sistema, do qual é possível determinar as variáveis desconhecidas, os deslocamentos e a as forças de contacto. Devido à origem não linear deste fenómeno, uma formulação incremental baseada no esquema iterativo do método de Newton foi adicionada à formulação.

O problema de interação do sistema pode ser enunciado da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} \bar{K} & \bar{D} \\ \bar{H} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta a_F^{i+1} \\ \Delta X^{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Psi(a^{t+\Delta t,i}, X^{t+\Delta t,i}) \\ \bar{r} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

onde \bar{K} é a matriz rigidez efetiva do sistema veículo-estrutura, \bar{D} é a matriz que relaciona as forças de contacto, definidas em relação ao restivo sistema de coordenadas do elemento-alvo, com as forças nodais definidas no sistema de coordenadas global, \bar{H} é a matriz transformação que relaciona os deslocamentos nodais dos elementos-alvo, definidos no sistema de coordenadas global, com os deslocamentos dos pontos auxiliares definidos no sistema de coordenadas do elemento-alvo, Ψ é o vetor de forças residuais, que depende dos deslocamentos nodais e das forças de contacto X e \bar{r} é o vetor representativo das irregularidades que podem existir na interface de contacto. A nomenclatura $t + \Delta t$ representa o intervalo de tempo, enquanto i e $i + 1$ indicam a iteração de Newton anterior e actual, respetivamente (Montenegro 2015).

4

MODELAÇÃO DO VENTO TURBULENTO

4.1. IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO DE VENTO TURBULENTO

O carregamento devido ao vento, numa estrutura, pode ser interpretado como uma função temporal aleatória. Esta interpretação recomenda a utilização de modelo matemáticos capazes de representar a natureza não determinística do problema. Desta forma, a velocidade do vento pode ser formulada como uma função temporal constituída por duas componentes, uma média e outra turbulenta (ver Figura 4.1). Sendo expressa da seguinte forma:

$$U(t) = \bar{U} + u(t) \quad (4.1)$$

onde $U(t)$ é a velocidade longitudinal do vento em função do tempo, \bar{U} é a componente média da velocidade longitudinal do vento e $u(t)$ representa a componente turbulenta da velocidade longitudinal do vento.

Neste trabalho, apenas é considerada a componente longitudinal da velocidade do vento, em consequência de a componente vertical ser pouco expressiva.

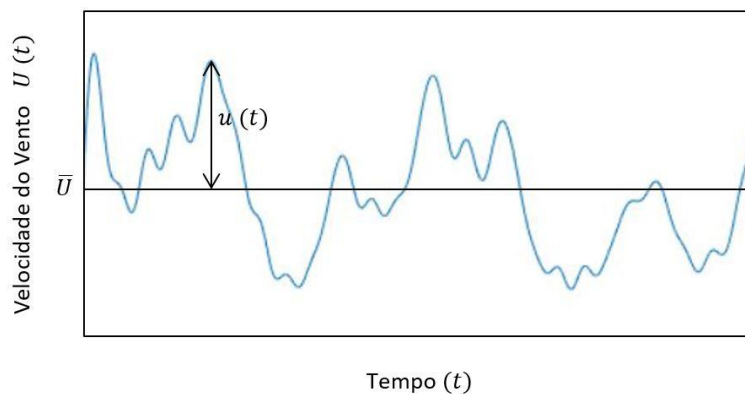


Figura 4.1 - Perfil temporal de velocidade de vento

O valor correspondente à componente da velocidade média do vento é calculado, através de dados meteorológicos recolhidos da região em estudo, com auxílio de estações de recolha de dados, que tem por base a hora de observação. Através de correlações matemáticas e estatísticas é possível extrapolar esse valor para qualquer base de tempo.

A componente turbulenta da velocidade do vento é estabelecida tendo como base parâmetros estatísticos como, a distribuição de probabilidade, o espectro de potência e funções de correlação cruzada (Carvalho 2015).

4.1.1. CARACTERÍSTICAS ESTATÍSTICAS DA VELOCIDADE DO VENTO

A componente turbulenta da velocidade do vento varia de forma estocástica, não sendo permitido definir relações matemáticas explícitas para descrever o seu comportamento. Desta maneira, o funcionamento deve ser estudado por intermédio da teoria da probabilidade e médias estatísticas. Esta parcela da velocidade do vento, ao ser classificada como um processo aleatório e estacionário, implica que os seus parâmetros estatísticos (médias, variância, autocorrelação e outros) são constantes para qualquer deslocamento da origem do tempo. Para além disto, admite-se que esta parcela constitui um processo ergódico, no qual o resultado dos seus parâmetros tem de ser igual, quer sejam calculados sobre um conjunto de registos ou calculados sobre uma única amostra (Blessmann 2005).

Enquanto a função de autocorrelação fornece informações sobre o processo no domínio do tempo, a função de densidade espectral de potência $R_u(f)$ fornece as mesmas informações, mas no domínio da frequência. Esta função é definida por:

$$R_u(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} C^u(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau \quad (4.2)$$

onde $C^u(\tau)$ representa a autocorrelação, ou seja, é o valor médio do produto das flutuações da velocidade num intervalo de tempo arbitrário τ e f representa a frequência (Hz).

Num processo semelhante, e tendo por base a função de densidade espectral, é possível determinar a função de autocorrelação. Isto porque ambas as funções são pares de transformadas de Fourier. Desta forma, a função de autocorrelação é expressa da seguinte forma:

$$C^u(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_u(f) e^{i2\pi f\tau} df = \int_{-\infty}^{+\infty} R_u(f) \cos(2\pi f\tau) df \quad (4.3)$$

Em qualquer elemento de análise com dimensões consideráveis é necessário ter em atenção que cada das funções correspondentes às componentes turbulentas da velocidade do vento, u_1 e u_2 , geradas aleatoriamente e aplicadas em qualquer ponto de elemento, estão interdependentes entre si, sendo por isso obrigatório recorrer a uma função de correlação cruzada $C^{u_1,u_2}(\tau)$.

Aplicando um processo semelhante aos anteriores, a função densidade espectral cruzada $R_{u_1,u_2}(f)$ é determinada da seguinte forma:

$$R_{u_1,u_2}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} C^{u_1,u_2}(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau \quad (4.4)$$

Geralmente, a função de densidade espectral cruzada é uma função mais complexa, composta por dois termos. Sendo um deles, o termo imaginário, desprezado na situação de turbulência de fluxo homogêneo (Simiu e Scanlan, 1986). Posto isto, e admitindo a seguinte simplificação, a função de densidade espectral é igual para ambas as turbulências, é possível definir a função coerência como a correlação entre as parcelas turbulentas das duas velocidades, $u_1(t)$ e $u_2(t)$. Sendo expressa da seguinte forma:

$$Coh^{u1,u2}(f) = \frac{R_{u1,u2}(f)}{R_u(f)} \quad (4.5)$$

Segundo Davenport (1988), a expressão clássica para a função de coerência é a seguinte:

$$Coh^{u1,u2}(f) = e^{-\hat{f}} \quad (4.6)$$

onde a função \hat{f} é expressa da seguinte forma:

$$\hat{f} = \frac{f[C_{1x}^2(x_1 - x_2) + C_{1z}^2(z_1 - z_2)]^{1/2}}{\bar{U}(10)} \quad (4.7)$$

onde x_1, x_2, z_1, z_2 são as coordenadas horizontais e verticais dos pontos 1 e 2, respetivamente. C_{1x} e C_{1z} são os coeficientes de decaimento nas direções horizontal transversal ao vento e vertical, respetivamente, e \bar{U}_{10} é a velocidade média calculada num intervalo de tempo igual a 10 minutos, a uma altura de 10 metros.

Recorrendo a ensaios em túneis de vento obtém-se uma estimativa dos valores de coeficientes de decaimento. Estes são em função de vários fatores tais como, a velocidade média, a rugosidade do terreno e a altura acima da superfície. Segundo Simiu e Scanlan (1986), os valores recomendados para prática usual de projetos são $C_{1x} = 16$ e $C_{1z} = 10$ (Carvalho 2015).

Igualando as equações (4.5) e (4.6), aplicando uma transformação de domínio de frequência para domínio de tempo e, analisando $u_1(t)$ e $u_2(t)$ no mesmo instante, ou seja $\tau = 0$, é possível obter a correlação cruzada C_1 da seguinte forma:

$$C_1 = C^{u1,u2}(0) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_u(f) e^{-\hat{f}} df \quad (4.8)$$

4.1.2. ESPECTRO DA COMPONENTE LONGITUDINAL DA TURBULÊNCIA

Para análises dinâmicas de estruturas, apenas tem interesse considerar a componente longitudinal de turbulência. Apesar de existir várias formulações matemáticas para estudar este assunto, neste estudo foi aplicada a seguinte formulação, proposta por Kaimal, conforme Blessmann (1995):

$$\frac{f R_u(z, f)}{u_*^2} = \frac{200 x}{(1 + 50 x)^{5/3}}; \quad x(z, f) = \frac{z f}{\bar{U}_z} \quad (4.9)$$

onde f é a frequência (Hz), u_* é a velocidade de fricção ou tangencial (m/s), z representa a altura entre o solo e o ponto em estudo (m) e \bar{U}_z é a velocidade média à altura z (m/s).

O coeficiente de fricção, u_* , é determinado com base na seguinte expressão:

$$u_* = \frac{k \bar{U}_z}{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)} \quad (4.10)$$

onde k é a constante de Kármán, que é aproximadamente igual a 0,4, z_0 representa a medida de rugosidade do terreno e \bar{U}_z representa a velocidade média à altura z , que é determinada pela seguinte expressão, adaptada da expressão [4.3] da norma EN 1991-1-4 (2005):

$$\bar{U}_z = C_r \cdot C_0 \cdot v_b \quad (4.11)$$

onde C_r e C_0 são os fatores de rugosidade e de orográfica, respetivamente. v_b é o valor de referência da velocidade do vento, definido em função da direção do vento e da época do ano a uma altura de 10m acima da superfície de um terreno de categoria II, determinado pela expressão [4.1] da norma EN 1991-1-4 (2005), apresentada de seguida:

$$v_b = c_{dir} \cdot c_{season} \cdot v_{b,0} \quad (4.12)$$

onde c_{dir} e c_{season} são o coeficiente de direção e o coeficiente sazonal, respetivamente, e $v_{b,0}$ representa o valor básico da velocidade de referência do vento.

4.1.3. SIMULAÇÃO DA COMPONENTE TURBULENTA DA VELOCIDADE DO VENTO AO LONGO DO TEMPO

Numa análise dinâmica não determinística no domínio do tempo é fundamental gerar funções temporais para a componente turbulenta da velocidade longitudinal do vento. O método da série de Fourier é o mais utilizado para a geração de um sinal aleatório de média nula, com base num espectro de energia. Neste método, a formulação para gerar o perfil de velocidade de vento turbulenta ao longo do tempo é a seguinte (PFEIL 1993):

$$u(t) = \sqrt{2} \sum_{i=1}^N \sqrt{R_u(f_i) \Delta f} \cos(2\pi f_i t + \theta_i) \quad (4.13)$$

onde N é o número de intervalos Δf de frequências considerado no espectro, f_i é a frequência (Hz), t é o tempo (segundos), Δf representa o incremento de frequências (Hz) e θ_i é o ângulo de fase aleatório, compreendido no intervalo $[0, 2\pi]$. No entanto, ao dividir o espectro, é necessário incluir nas frequências f_i as frequências naturais da estrutura de modo a não depreciar a sua resposta (Carvalho 2015).

Em suma, os perfis de velocidade de vento turbulento podem ser determinados de acordo com as seguintes etapas (Carvalho 2015):

- Determinação da função R_u tendo por base a função densidade espectral proposta por Kaimal (ver equação (4.8));
- Discretização da função R_u em N intervalos de frequência Δf , definindo a frequência f_i de cada intervalo;
- Gerar um vetor com valores aleatórios para o ângulo de fase θ_i , compreendidos no intervalo $[0, 2\pi]$;
- Utilizar a equação (4.13) para gerar um perfil temporal de vento turbulento.

4.1.4. FUNÇÃO TEMPORAIS CORRELACIONADAS NO ESPAÇO

Para estruturas com uma dimensão considerável, como é o nosso caso de estudo, é primordial gerar não apenas uma série temporal, mas sim várias, correlacionadas entre si, no espaço. Recorrendo à formulação apresentada anteriormente e, aplicando as series de Fourier, é possível definir uma metodologia de geração de series temporais.

A estrutura é dividida espacialmente, formando trechos ΔL (ver Figura 4.2). Onde, em cada um deles, é aplicada uma função gerada aleatoriamente $u_i(t)$ (ver equação (4.13)). Ao calcular o valor

da função correlação cruzada (ver equação (4.8)) para diferentes faixas de largura ΔL como, $\Delta L = x_1 - x_2$ ou $\Delta L = z_1 - z_2$, é possível estruturar um gráfico que correlaciona os coeficientes C_1 determinados em função das faixas de largura ΔL (ver Figura 4.3).

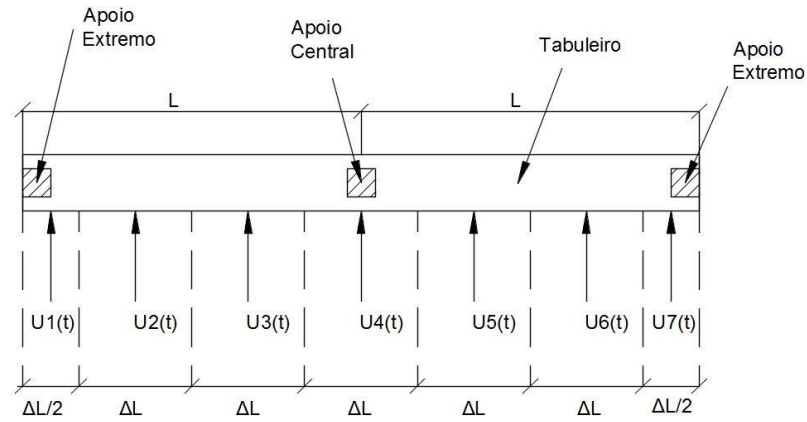


Figura 4. 2 – Esquema da aplicação de perfis de velocidade de vento numa estrutura de grandes dimensões.

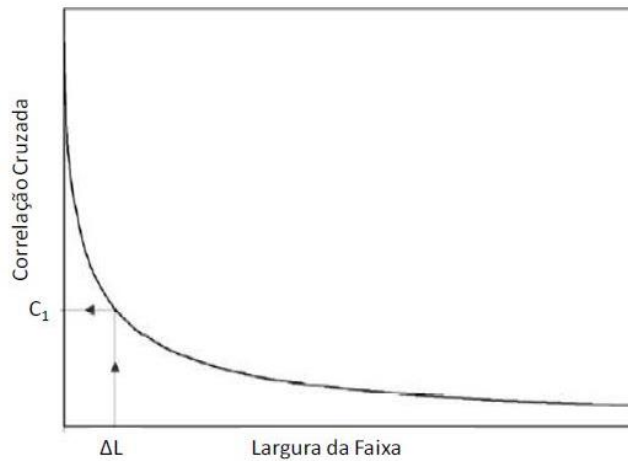


Figura 4. 3 - Função de correlação cruzada, quando $\tau = 0$, para diferentes larguras da faixa (adpatado de SANTOS (2008)).

A determinação dos valores da função da correlação cruzada (ver Figura 4.3) foi para um τ nulo, ou seja, as funções temporais aplicadas á estrutura em dois pontos diferentes, $u_1(t)$ e $u_2(t)$, ocorrem em simultaneo. (SANTOS 2008)

Considerando o a função de autocorrelação (ver equação (4.3)) e a correlação cruzada considerando $\tau = 0$ (ver equação (4.8)), é possível determinar o valor de tempo τ_1 para o qual as funções se igualem (ver Figura 4.4). Dessa maneira, as funções temporais nos pontos 1 e 2, correlacionadas espacialmente, podem ser expressos através de series temporais semelhantes, defasadas entre si um intervalo de tempo τ_1 .

Em suma, a correlação especial entre series temporais vizinhas podem ser determinadas de acordo com as seguintes etapas (Carvalho 2015):

- Definição da largura da faixa ΔL das series temporais;
- Determinação do valor da correlação cruzada C_1 (ver equação (4.8));
- Determinação do intervalo de tempo τ_1 ;
- Geração de series temporais de acordo com a equação (4.13), desfasadas entre si de um intervalo de tempo de τ_1 .

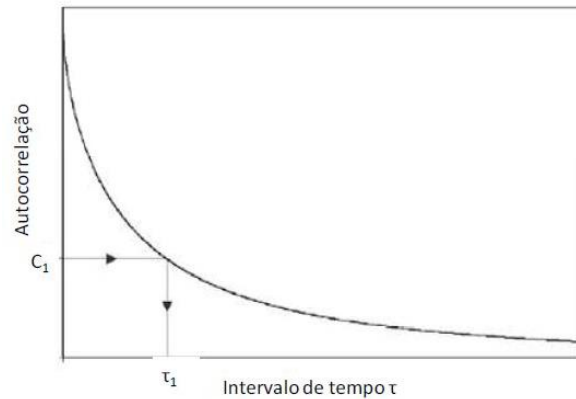


Figura 4. 4 – Função de autocorrelação (adaptado de SANTOS (2008)).

4.2. APLICAÇÃO DA AÇÃO DO VENTO TURBULENTO AO SISTEMA PONTE-COMBOIO

4.2.1. APLICAÇÃO À PONTE

Correntemente, consideram-se que atuam sobre a ponte as seguintes componentes de força de vento: as forças estacionárias, causadas pela velocidade média do vento, as forças de flutuação, originada pela componente turbulenta do vento, e as forças de auto-excitação motivada pela interação entre os movimentos da ponte e da velocidade do vento.

Neste trabalho, o vento aplicado na estrutura vai ser modelado como um vento estocástico turbulento, conforme especificado na Seção 4.1. Como vimos já anteriormente, e para este caso da ponte sobre o Rio Volga estudada no presente documento, os perfis de velocidade de vento são gerados de forma aleatória e são aplicados em trechos com um valor de ΔL de 18 metros, (ver Figura 4.5), sendo estes perfis de vento turbulento interdependentes entre si, espacialmente. Este método leva a resultados mais realistas do que aqueles obtidos através de metodologias de formulação de vento de rajada discreta, pois a modelação é mais fiel ao que se passa na realidade.



Figura 4. 5 – Esquema da aplicação de perfis de velocidade de vento na ponte em estudo.

A força do vento é calculada e, posteriormente, aplicada à estrutura seguindo Método Simplificado desenvolvido na Seção 8.3.2 da EN 1991-1-4 (2005). Segundo a norma são originadas forças na direção vertical (força de elevação) $F_{l,b}$ e na direção horizontal (força de arrasto) $F_{d,b}$, sendo que esta última pode originar um momento $M_{m,b}$, quando o centro de pressão não coincide com o centro de gravidade da secção de betão. Neste estudo, como o valor do ângulo de ataque do vento é 0° , apenas é considerada a força de arrasto $F_{d,b}$ e o momento originado $M_{m,b}$.

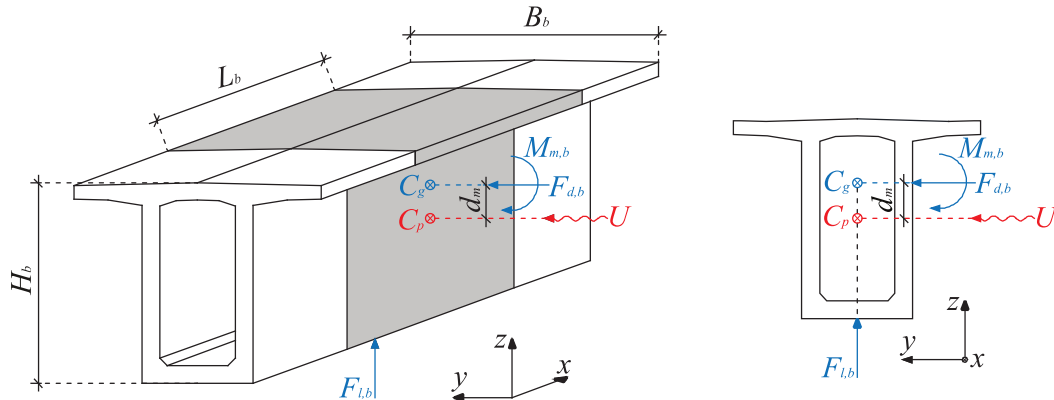


Figura 4. 6 - Vetor de velocidade do vento e forças do vento que atuam num trecho típico de uma ponte (Montenegro et al. 2019).

Segundo a (EN 1991-1-4 2005) a força de arrasto $F_{d,b}$ e o momento $M_{m,b}$ são determinados da seguinte forma:

$$F_{d,b} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_b^2 \cdot C \cdot A_{ref} \quad (4.14)$$

$$M_{m,b} = F_{d,b} \cdot d_m \quad (4.15)$$

onde ρ é a densidade do ar ($\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$), A_{ref} é a área de referência e d_m é a distância entre o centro de massa da seção da ponte e o ponto de aplicação da força exercida pelo vento. A velocidade básica do vento v_b e o factor de carga do vento C são determinados pelas Equações (4.16) e (4.17), respetivamente. Sendo que na equação (4.16) o valor de $U(z)$ é calculado através

da Equação (4.1) e C_r e C_o são, respetivamente, os fatores de rugosidade e orográfico. Na equação (4.17), o fator C_e é calculado pela equação (4.18) e o fator $C_{f,x}$ depende da razão entre a largura da seção da ponte e a altura da área de referência b/d_{tot} (ver Figura 4.7).

$$v_b = \frac{\bar{U}_z}{C_r \cdot C_o} \quad (4.16)$$

$$C = C_e \cdot C_{f,x} \quad (4.17)$$

$$c_e(z) = \frac{q_p(z)}{q_b} \quad (4.18)$$

Na equação (4.18), para determinar o valor de C_e é necessário calcular a pressão de pico de velocidade para uma altura de z , $q_p(z)$ e a pressão média da velocidade, q_b . Estas variáveis são determinadas através das seguintes expressões:

$$q_p(z) = [1 + 7 \cdot I_v(z)] \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U(z)^2 \quad (4.19)$$

$$q_b = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_b^2 \quad (4.20)$$

onde $I_v(z)$ representa a intensidade de turbulência.

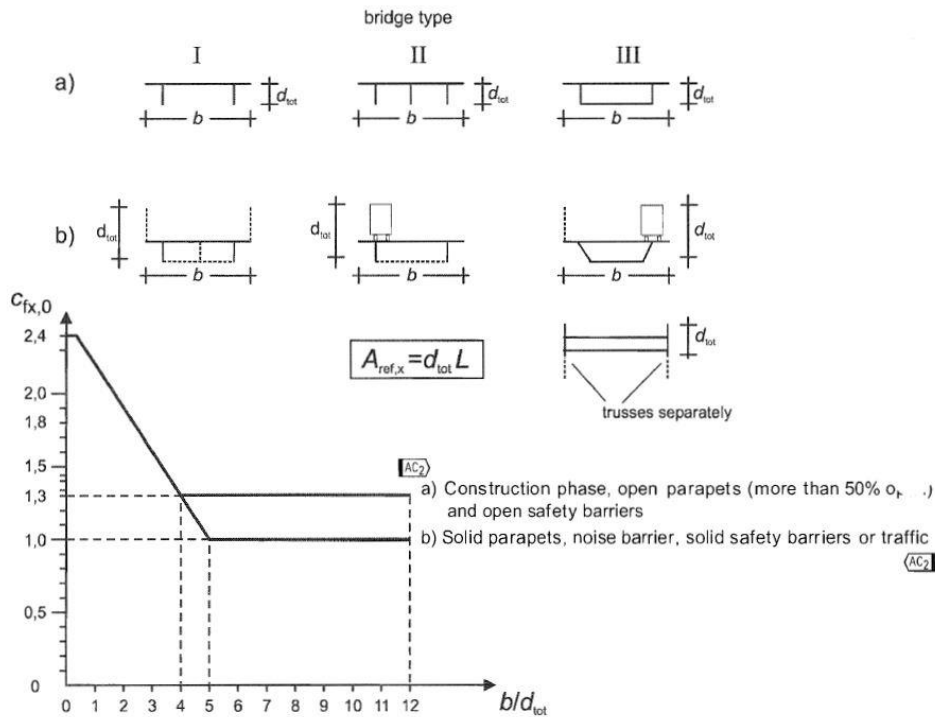


Figura 4. 7 - Coeficiente de força para pontes $C_{fx,0}$ (EN 1991-1-4 2005)

4.2.2. APLICAÇÃO AO COMBOIO

A metodologia de aplicação das forças exercidas pelo vento na ponte é semelhante à metodologia de aplicação de forças exercidas pelo vento no comboio. Sendo que, neste caso, as forças estacionárias que atuam no comboio para além de dependerem do ângulo de ataque do vento, α , também dependem do ângulo de lacete, β . Este é o ângulo formado entre a velocidade do comboio V_v com o vetor da velocidade do vento em relação ao comboio V_r (ver Figura 4.9).

Neste estudo, o veículo tem uma velocidade de operação, V_v , constante e como o ângulo de ataque, α , é considerado nulo, a componente vertical da velocidade do vento é desprezada.

A velocidade do vento em relação à velocidade do comboio $V_r(t)$ pode ser expressa da seguinte forma:

$$V_r(t) = \sqrt{U_v^2(t) + V_v^2} \quad (4.21)$$

onde $U_v(t)$ representa a velocidade do vento aplicada no veículo, na direção perpendicular ao centro de pressão do comboio, C_p .

Como neste trabalho o vento é definido com base em funções aleatórias de vento turbulento, a velocidade de vento aplicada no comboio não é constante, nem segue uma função como acontece com os modelos de rajadas discretas. Além disso, o comboio está em movimento sobre a ponte, logo a velocidade do vento também varia no tempo do ponto de vista do comboio. Ou seja, é adequado seguir uma metodologia que consiste em determinar o valor da velocidade do vento aplicada ao comboio através de numa interpolação entre os valores das velocidades de vento aplicadas na ponte, conforme a posição em que se encontra. A título exemplificativo a Figura 4.8 ilustra a obtenção do valor de $U_v(t)$ que resulta de uma interpolação espacial entre $U_4(t)$ e $U_5(t)$.

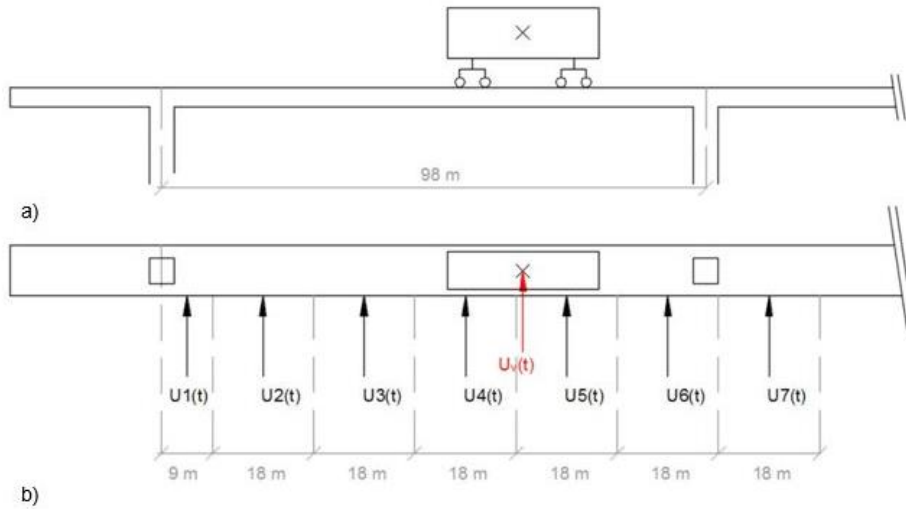


Figura 4. 8 - Aplicação da velocidade do vento no veículo: (a) alçado e (b) planta.

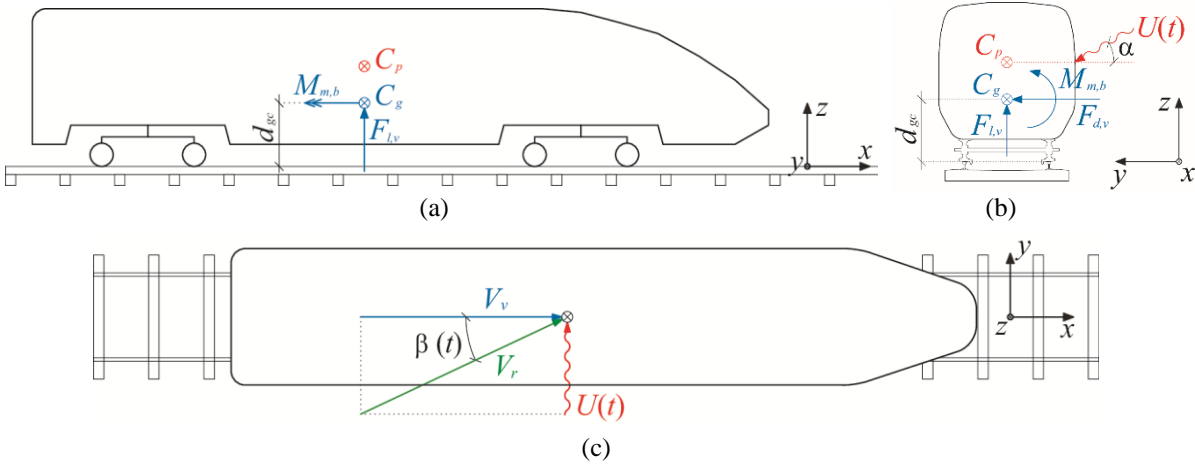


Figura 4. 9 - Forças do vento e vetores de velocidade do vento que atuam no veículo: (a) alçado, (b) corte transversal e (c) planta (Montenegro et al. 2019).

Com base na velocidade de vento aplicado ao veículo é possível determinar as forças exercidas pelo vento no centro de gravidade do comboio, C_g , de cada carruagem da seguinte forma (ver Figura 4.9).

$$F_{d,v} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_r^2 \cdot C_{d,v}(\alpha, \beta) \cdot A_v \quad (4.22)$$

$$F_{l,v} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_r^2 \cdot C_{l,v}(\alpha, \beta) \cdot A_v \quad (4.23)$$

$$M_{m,v} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_r^2 \cdot C_{m,v}(\alpha, \beta) \cdot A_v \cdot H_v - F_{d,v} \cdot d_{gc} \quad (4.24)$$

onde $C_{d,v}(\alpha, \beta)$, $C_{l,v}(\alpha, \beta)$ e $C_{m,v}(\alpha, \beta)$ são os coeficientes aerodinâmicos de arrasto, sustentação e momento, respetivamente, que depende dos ângulos de ataque e lacete. Este podem ser obtidos por meio de cálculos de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) ou através de ensaios em túnel de vento (Baker et al. (2009), Cheli et al. (2013) e Giappino et al. (2016)). A_v e H_v representam, respetivamente, a área de barlavento e a altura do veículo, β é o ângulo de lacete determinado da seguinte forma:

$$\beta(t) = \frac{U_v(t)}{V_v} \quad (4.25)$$

A equação (4.24) determina o momento aplicado no centro de gravidade do veículo e, como tal, é necessário subtrair ao momento em relação ao eixo longitudinal centrado na ponta e localizado no topo dos carris o momento exercido pela força do horizontal do vento, quando esta se encontra desfasada do centro de gravidade do comboio.

5

ANÁLISE DE SEGURANÇA DE CIRCULAÇÃO

5.1. ENQUADRAMENTO DA LINHA DE ALTA-VELOCIDADE

A ponte ferroviária de alta-velocidade sobre o Rio Volga está inserida no troço que liga as cidades Russas de Moscovo e Kazan, pertencentes à primeira etapa de construção da futura linha de alta-velocidade Moscovo-Ecaterimburgo (ver Figura 5.1), com 770 km de extensão e projetada para uma velocidade máxima de circulação de 350 km/h, pretende diminuir os tempos de viagens atuais em, aproximadamente, 7 vezes.

A empresa Institute Giprostroymost, situada em Moscovo, estudou duas soluções diferentes para a ponte. A primeira solução é uma ponte de betão pré-esforçado com 4 vãos e com uma seção em caixão variável. A segunda solução é uma ponte mista de aço e betão de 6 vãos, com uma seção em caixão de aço e uma laje de betão.

Neste trabalho, o estudo tem como objetivo analisar o comportamento da estrutura e do veículo ferroviário face a ventos turbulentos, somente para a primeira solução, a ponte de betão pré-esforçado.

Uma característica intrínseca da região onde a ponte está inserida são os ventos muito fortes que se fazem sentir, podendo atingir velocidades até 130km/h. Desta forma é fundamental analisar a segurança de circulação do comboio, quando este atinge velocidades mais elevadas. Apesar da ação do vento não colocar em causa a segurança estrutural da ponte, uma vez que esta foi dimensionada tendo em conta este tipo de ações, este pode ainda assim ser altamente prejudicial para a segurança de circulação do veículo, podendo levar ao seu descarrilamento e, conseqüentemente, a danos pessoais e económicos significativos.

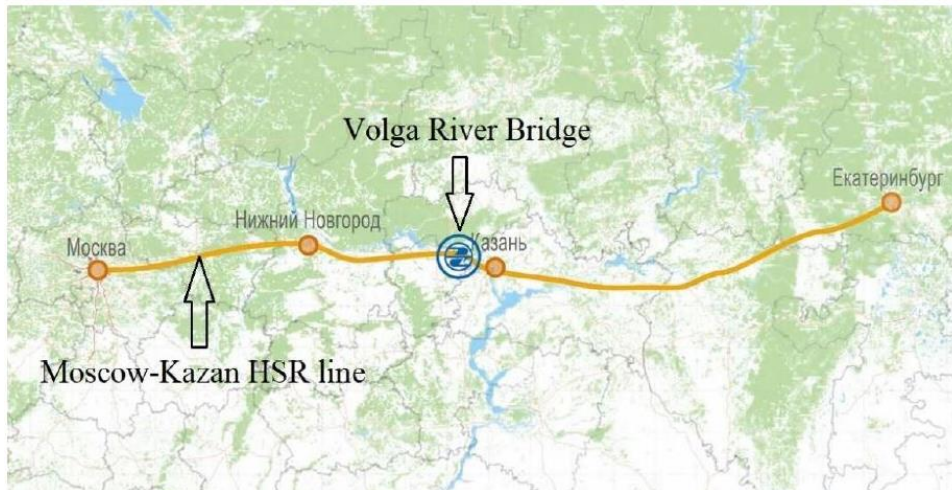


Figura 5. 1 - Localização da ponte ferroviária de alta-velocidade sobre o Rio Volga (Montenegro 2018).

5.2. DESCRIÇÃO DO MODELO DA PONTE FERROVIÁRIA SOBRE O RIO VOLGA

A solução de betão pré-esforçado consiste em quatro vãos contínuos de comprimentos $98 + 190 + 190 + 98$ m, respetivamente (ver Figura 5.2 e Figura 5.3). A solução construtiva passa por uma viga caixão unitária, betonada “in situ”, com 6200 mm de largura e a altura variável entre 5000mm, a meio vão, e 12500 mm, na zona sobre os pilares. O pilar intermédio é ligado monoliticamente a viga, enquanto nos restantes pilares a viga está simplesmente apoiada através de aparelhos de apoio. Na parte superior da viga existe uma laje com 13800 mm de largura que suporta as duas vias férreas, balastradas.

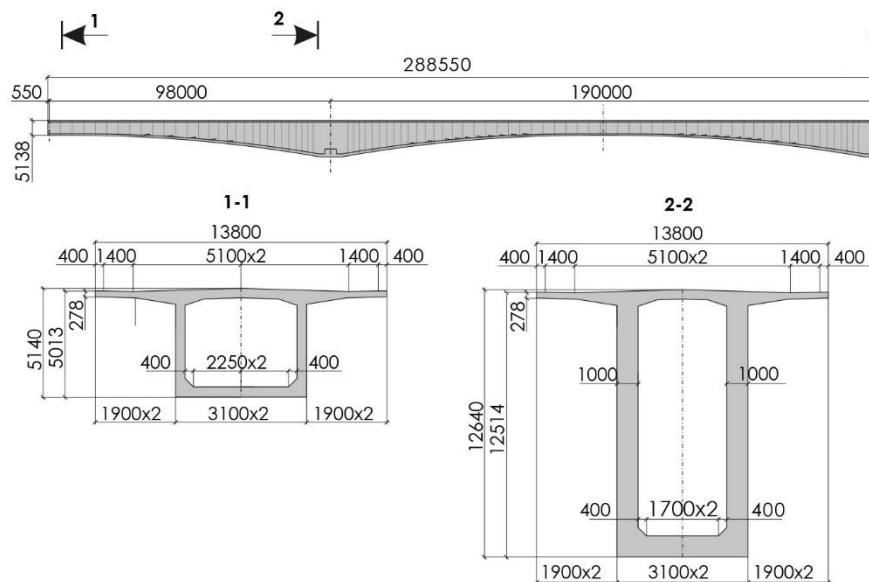


Figura 5. 2 - Solução da ponte em betão pré-esforçado (Montenegro 2018).



Figura 5. 3 - Representação 3D da solução da ponte em betão pré-esforçado (Montenegro 2018).

O modelo numérico da solução adotada foi desenvolvido com recurso ao software ANSYS (2010). O caixão (ver Figura 5.4), os pilares e os carris foram modelados utilizando elementos finitos de viga, enquanto o balastro e as palmilhas foram modelados usando elementos mola-amortecedor lineares. Foram também utilizados elementos de massa pontual para modelar a massa do balastro e outros elementos não estruturais (ver Figura 5.5). A ligação entre o topo do pilar e o tabuleiro e a ligação entre a laje e o tabuleiro foram efetuados com elementos rígidos.

Com o objetivo de garantir uma representação fiel das zonas de transição entre a ponte e as estruturas adjacentes, foi modelada uma extensão da via para ambas as extremidades desta. Assim, além de se conseguir uma transição suave entre a zona adjacente à ponte e a própria ponte, permite ainda que, no início de cada análise dinâmica, o comboio se situe ainda fora da ponte.

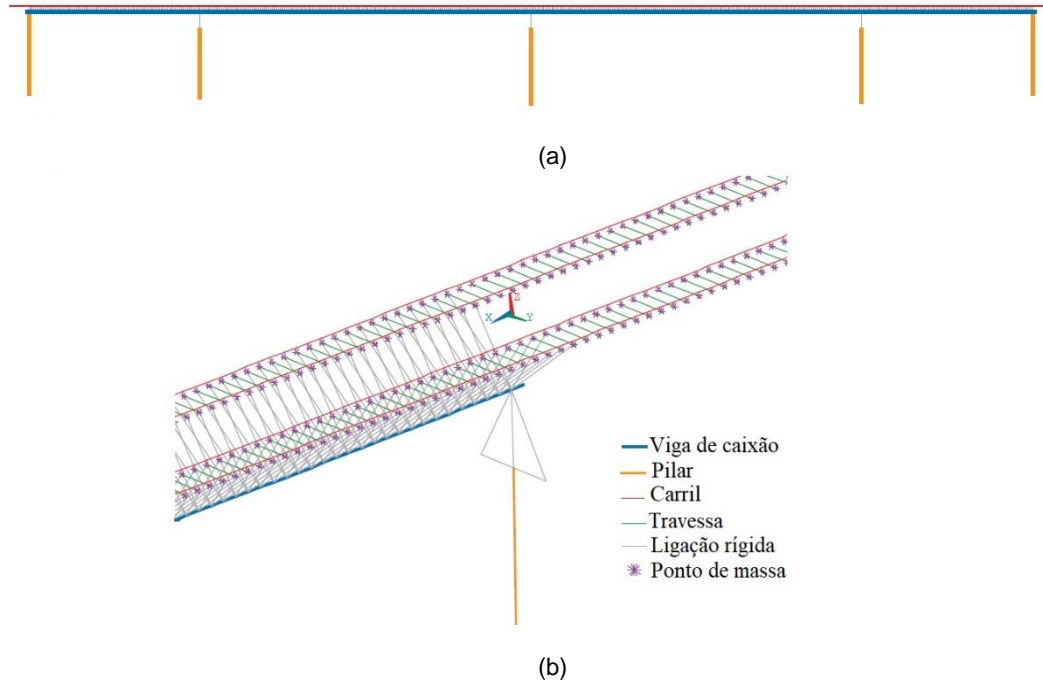


Figura 5. 4 - Modelo numérico da ponte de betão pré-esforçado:(a) alçado e (b) isometria do pormenor de ligação entre o tabuleiro e o pilar (Montenegro 2018).

De forma a se ter uma ideia global do comportamento dinâmico da estrutura, encontram-se apresentado na Figura 5.6 as formas dos primeiros modos globais verticais e laterais da ponte sobre o Rio Volga e as respetivas frequências naturais.

Na Tabela 5.1 estão presentes as principais propriedades mecânicas do modelo numérico da ponte e da via férrea tais como, a rigidez do balastro e a rigidez e amortecimento das fixações, que foram adotadas com base em literatura. As restantes propriedades, tais como, as características do betão e massas não estruturais foram fornecidas pelo projetista da ponte.

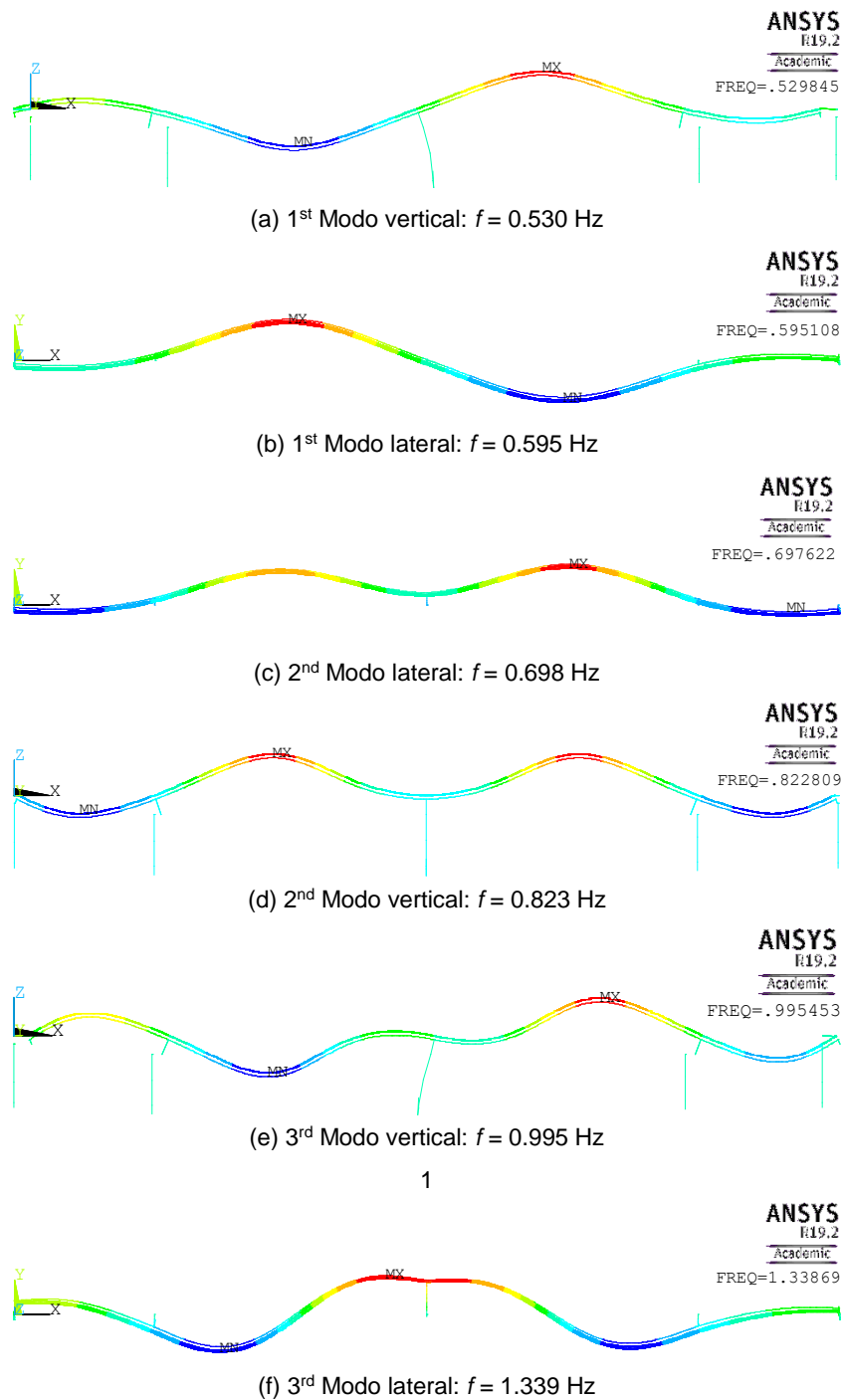


Figura 5. 5 - Modos de vibração e frequências naturais da ponte de betão pré-esforçado (Montenegro 2018).

Tabela 5. 1 – Propriedades geométricas e mecânicas do modelo numérico da ponte (Montenegro 2018).

Designação	Valor	Unidades	Referência
Módulo de elasticidade do betão do caixão	39,5	GPa	Projetista
Módulo de elasticidade do betão dos pilares	34,5	GPa	Projetista
Densidade do betão	2500	Kg/m ³	Projetista
Massa não estrutural	14500	Kg/m ³	Projetista
Rigidez longitudinal do balastro	30	MN/m/m	(UIC, 2001)
Rigidez transversal do balastro	7,5	MN/m/m	(ERRI D202/ RP11, 1999)
Rigidez vertical do balastro	100	MN/m/m	(ERRI D202/ RP11, 1999)
Amortecimento do balastro (3 direções)	50	kN/s/m/m	(Wu e Yang 2003)
Rigidez longitudinal do fixador	20	MN/m	(Zhai, Wang e Cai 2009a)
Rigidez transversal do fixador	20	MN/m	(Zhai, Wang e Cai 2009b)
Rigidez vertical do fixador	500	MN/m	(ERRI D214/RP5, 1999)
Rigidez de rotação do fixador	45	kN.m/rad	(ERRI D202/ RP11, 1999)
Amortecimento longitudinal do fixador	50	kN.s/m	(Zhai, Wang e Cai 2009b)
Amortecimento transversal do fixador	50	kN.s/m	(Zhai, Wang e Cai 2009b)
Amortecimento vertical do fixador	200	kN.s/m	(ERRI D214/RP5, 1999)

5.3. DESCRIÇÃO DO MODELO DO COMBOIO DE ALTA-VELOCIDADE

O modelo de comboio adotado neste estudo, consistiu num comboio de alta-velocidade japonês, composto por apenas uma carruagem com 20 metros de distância entre o eixo dos bogies. Este comboio, cujas propriedades se encontram em posse do grupo de investigação da FEUP mas, que a pedido do fabricante, não é possível publicar os seus valores, muito semelhantes ao modelo de comboio *Siemens Velaro* que irá operar na linha de alta-velocidade Moscovo-Kazan.

A representação esquemática do modelo dinâmico do comboio, visível na Figura 5.6, ilustra as molas e os amortecedores das suspensões primárias e secundárias, denotados por k e c ,

respetivamente. As massas e as inércias rotacionais são indicadas, respetivamente, por m e I . As distâncias longitudinal, lateral e vertical são denotadas por a , b e h , respetivamente, enquanto L_{cp} representa a distância lateral entre os pontos de contacto iniciais e R_0 é o raio de rolamento nominal. Os índices cb , bg e ws indicam, respetivamente, a carruagem, o bogie e o rodado (Montenegro 2015).

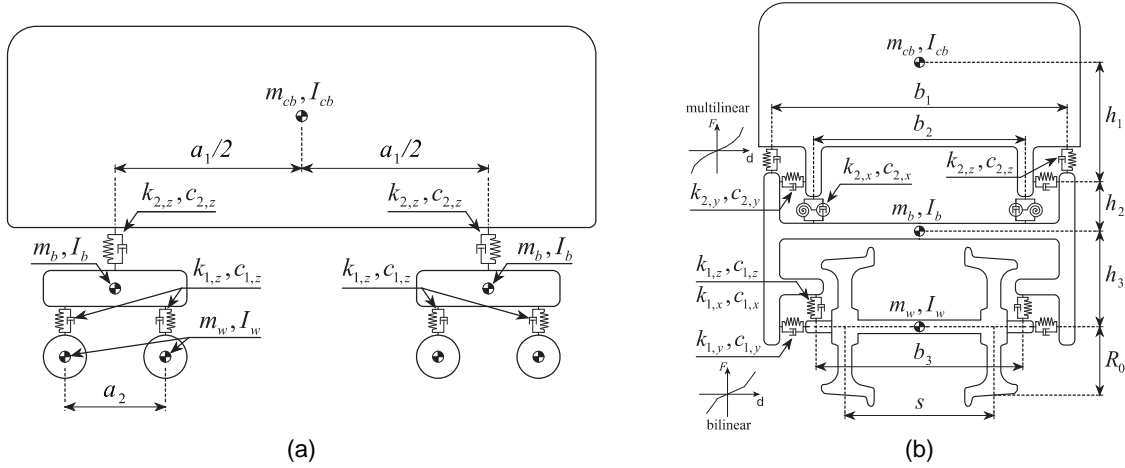


Figura 5. 6 – Modelo dinâmico do veículo ferroviário: (a) vista lateral e (b) vista frontal (Montenegro 2015).

A carruagem, bogies e rodados são modelados com elementos finitos de viga, enquanto as suspensões são definidas através de elementos mola-amortecedor nas três direções (ver Figura 5.7). As massas e inércias rotacionais são modeladas usando elementos de massa pontual localizados no centro de massa de cada componente. As molas utilizadas para modelar as suspensões são caracterizadas por leis bilineares, exceto a mola referente à suspensão transversal secundária, cuja a rigidez segue uma lei multilinear para simular a presença de batentes de borracha. Todavia, e tal como já referido anteriormente, devido a questões confidenciais do fabricante do veículo, as leis de rigidez e os valores de amortecimento das suspensões não podem ser publicadas.

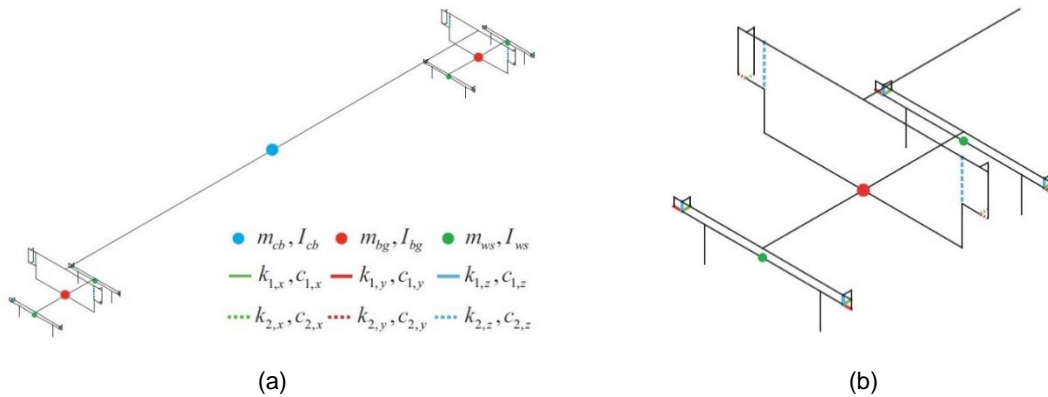


Figura 5. 7 – Modelo de elementos finitos do veículo ferroviário: (a) perspectiva e (b) pormenor do bogie (Montenegro 2015).

5.4. BASES DE CÁLCULO

Em todas as análises dinâmicas é necessário ter vários fatores em conta, de forma a incluir em cada uma das análises a envolvente do problema. Neste estudo, as análises dinâmicas foram executadas para velocidades de circulação do comboio entre 140 km/h e 420 km/h, com intervalos de 20 km/h. A velocidade do vento é adaptada ao cenário de cada análise, sendo caracterizada pela velocidade média do mesmo (ver Secção 4.1). Assim, foram levadas a cabo várias análises dinâmicas de forma a determinar-se, para cada velocidade de circulação, as velocidades máximas de vento a que o comboio consegue estar sujeito sem colocar em risco a sua segurança.

As análises dinâmicas foram realizadas com um comboio constituído por uma carruagem, na qual a distância entre os bogies é de 20 metros. A via férrea sobre o qual o comboio circula encontra-se a uma altura de 48 m relativamente ao solo.

Tal como referido anteriormente, foram modeladas extensões da via antes e após o tabuleiro da ponte de forma a que o veículo se encontre for a da ponte no início da análise. Assim, todas as análises dinâmicas iniciam-se com o primeiro eixo do comboio posicionado na extremidade da ponte. De notar que foram efetuadas análises apenas com o comboio a circular num sentido.

Em termos de vento, este é aplicado ao nível do tabuleiro em pontos distanciados de 18 m entre si, perfazendo um total de 33 pontos de aplicação.

Para o método α foram adotados os seguintes dados: $\alpha = 0,1$, $\beta = 0,3025$ e $\gamma = 0,6$. Um valor diferente, não nulo, para o parâmetro α ($\alpha \neq 0,1$), utilizado para fornecer uma dissipação numérica que controle a participação falsa espúria dos modos superiores. De acordo com Hughes (2000), se os valores de α se encontrarem entre os valores $[1/3, 0]$, fica assegurada a precisão de segunda ordem e da estabilidade incondicional do algoritmo de integração (Montenegro 2015). Nos cálculos é adotado um intervalo de tempo Δt de 0.002 s, visto que é um valor frequente neste tipo de análises.

5.5. FONTES DE EXCITAÇÃO

5.5.1. IRREGULARIDADES DA VIA

O principal objetivo deste trabalho está direcionado para a avaliação da segurança de circulação de veículos ferroviários, quando estes estão submetidos a fortes ventos cruzados (ver Secção 5.5.2). Contudo, para além da ação do vento (definida no Capítulo 4), existem outras fontes de excitação que devem ser tidas em consideração, nomeadamente as irregularidades da via férrea.

As irregularidades são desvios geométricos da via férrea que podem ser decompostas nas seguintes componentes (ver Figura 5.8):

- a) Irregularidade de nivelamento vertical: desvio geométrico no plano longitudinal-vertical;
- b) Irregularidade de alinhamento: desvio geométrico na direção lateral do plano horizontal;
- c) Irregularidade de desalinhamento entre carris: diferença na elevação dos carris ao longo da direção longitudinal;
- d) Irregularidade da bitola: variação da bitola ao longo da via.

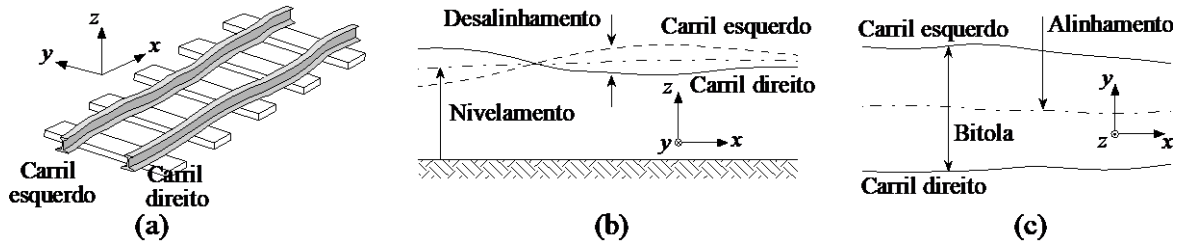


Figura 5. 8 – Tipo de irregularidades: (a) isometria, (b) alçado e (c) planta (Montenegro 2015).

As irregularidades da via são geradas recorrendo a um processo estocástico estacionário, que pode ser descrito pelas funções de densidade espectral. Ou seja, resulta de um processo semelhante ao processo de geração de perfis de velocidade de ventos turbulentos, descrito anteriormente. Cada perfil de irregularidades r (nivelamento vertical r_V , alinhamento r_A , desalinhamento entre carris r_C e bitola r_G) pode ser gerado utilizando o método de representação espectral modificado (Hu e Schiehlen 1997). Assim sendo, a função de perfil de irregularidades, $r(x)$, é expressa da seguinte forma:

$$r(x) = \sqrt{2} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} A_n \cdot \cos(\Omega_n x + \phi_n) \quad (5.1)$$

onde ϕ_n são os ângulos de fase aleatórios distribuídos uniformemente dentro do intervalo $[0, 2\pi]$ e Ω_n são series de N frequências discretas espaciais definidas no intervalo de $[\Omega_0, \Omega_f]$ com incrementos de $\Delta\Omega$, onde Ω_0 e Ω_f são as frequências mínima e máxima, respetivamente. A_n são uns coeficientes que podem ser definidos da seguinte forma (Montenegro 2015):

$$A_0 = 0 \quad (5.2)$$

$$A_1 = \sqrt{\left(\frac{1}{\pi} S(\Omega_1) + \frac{4}{6\pi} S(\Omega_0)\right) \Delta\Omega} \quad (5.3)$$

$$A_2 = \sqrt{\left(\frac{1}{\pi} S(\Omega_2) + \frac{4}{6\pi} S(\Omega_0)\right) \Delta\Omega} \quad (5.4)$$

$$A_n = \sqrt{\left(\frac{1}{\pi} S(\Omega_n)\right) \Delta\Omega}; \quad n = 3, 4, \dots, N-1 \quad (5.5)$$

onde S é a função de densidade espectral.

Nas análises dinâmicas de interação entre a estrutura e o veículo ferroviário os desvios ferroviários a serem impostos são os seguintes:

$$r_y^{lft}(x) = r_A(x) + \frac{1}{2} r_G(x) \quad (5.6)$$

$$r_y^{rht}(x) = r_A(x) - \frac{1}{2}r_G(x) \quad (5.7)$$

$$r_z^{lft}(x) = r_V(x) + \frac{1}{2}r_C(x) \quad (5.8)$$

$$r_z^{rht}(x) = r_V(x) - \frac{1}{2}r_C(x) \quad (5.9)$$

onde as subscrições y e z indicam os desvios laterais e verticais, respetivamente, e os índices lft e rht indicam o carril esquerdo e direito, respetivamente.

5.5.2. GERAÇÃO DE HISTÓRIAS TEMPORAIS DE VENTO

Neste trabalho, de forma analisar a segurança de circulação do veículo ferroviário face a ventos cruzados, a principal fonte de excitação em estudo é o vento turbulento estocástico apresentado, anteriormente, na Secção 4.1.

De forma a simular a ação do vento que atua no sistema comboio-ponte o mais próximo da realidade possível, é necessário gerar histórias temporais de vento e aplicar à estrutura e ao veículo de acordo com o procedimento descrito na Secção 4.2 deste trabalho. Encontram-se apresentadas na Figura 5.9 quatro perfis de velocidade de vento gerados para quatro pontos distintos da ponte, nomeadamente para o ponto 1 (U_1), ponto 2 (U_2), ponto 18 (U_{18}) e ponto 26 (U_{26}). De referir que os pontos onde são aplicadas as forças de vento estão espaçados de 18 m, perfazendo um total de 33 pontos de aplicação.

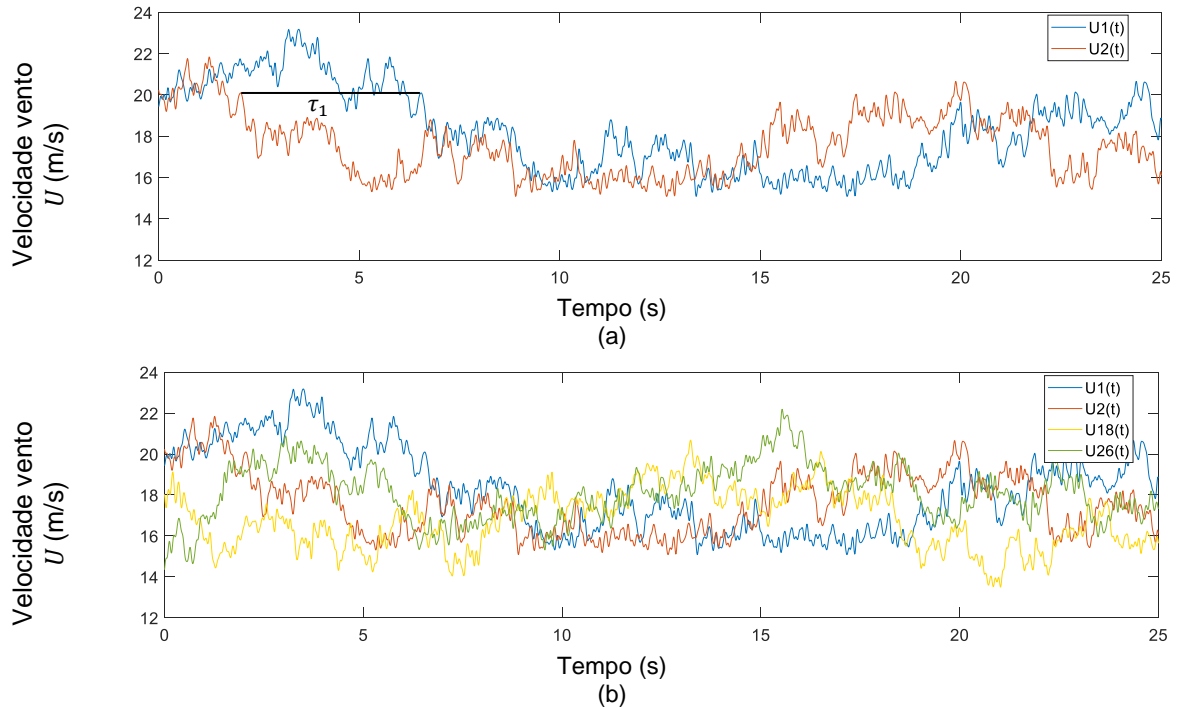


Figura 5.9 – Representação de histórias temporais de vento: (a) desfasamento τ_1 entre dois pontos consecutivos de 18 m e (b) histórias temporais correspondentes a outros pontos.

A simulação desta ação consiste em gerar um perfil temporal de vento e, posteriormente, subdividir esse perfil temporal em vários perfis temporais de vento desfasados do valor de τ_1 (ver Figura 5.9(a)), de acordo com a Figura 5.10, criando assim histórias temporais de vento a aplicar em cada ponto da estrutura.

Para definir o vetor τ (ver Figura 5.10), em função da velocidade média do vento turbulento (definido na Secção 4.1) foram estabelecidos os seguintes dados: $z_{0,II} = 0.05$, $z_0 = 0.05$, $C_d = 1$, $C_{1x} = 16$, $C_{1z} = 10$ e, por fim, $\Delta L = 18$ metros.

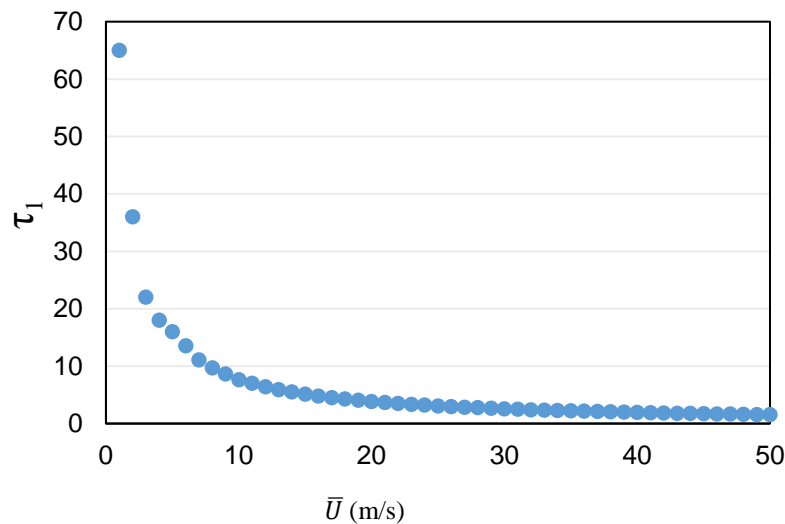


Figura 5. 10 - Vetor τ .

O incremento de tempo utilizado na geração de perfis de vento foi de 0.01 segundos, enquanto que o incremento de frequências adotado foi de 0.01 Hz, num intervalo de [0,01; 12] Hz.

5.6. RESPOSTA DINÂMICA DA PONTE

Antes de se apresentarem os resultados relativos à análise de segurança de circulação, apresenta-se nesta seção alguns resultados relativos à resposta dinâmica da ponte em estudo. Assim, os resultados aqui apresentados referem-se à resposta da ponte a meio vão do primeiro tramo de maior comprimento, conforme se indica na Figura 5.11.

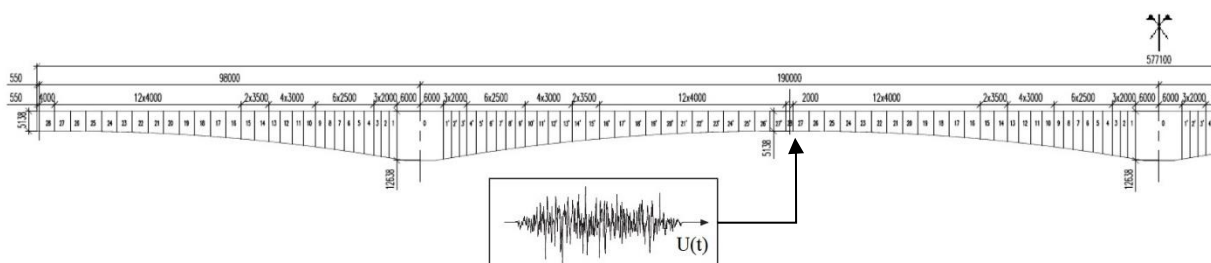


Figura 5. 11 - Ponto da estrutura em análise

Uma das ações fundamentais no dimensionamento estrutural de uma ponte é a ação do vento. Assim sendo, e analisando individualmente, a estrutura garante a sua própria segurança face a ventos cruzados. No entanto, quando se trata do sistema veículo-estrutura é necessário compreender que tipo de consequências que os efeitos causados pelo vento na estrutura podem provocam no veículo quando este percorre a ponte.

Encontram-se apresentados nas Figuras 5.12 e 5.13 os deslocamentos laterais e verticais para velocidades de circulação de 300 km/h e 400 km/h, respetivamente. Para cada velocidade de circulação do veículo são avaliados dois cenários um tendo em conta a ação do vento e outro sem vento. As Figuras 5.14 e 5.15 apresentam respostas da ponte equivalentes às anteriormente referidas, mas em termos de acelerações.

Uma vez que a direção de aplicação do vento é lateral, mantendo constante a velocidade de circulação e comparando a situação com e sem atuação da ação do vento sobre a estrutura, é possível observar que os resultados obtidos tanto ao nível do deslocamento como da aceleração vertical, são praticamente idênticos. Ou seja, a ação do vento turbulento na ponte é pouco relevante para a direção vertical. Em contrapartida, na direção lateral, quando se transita de um cenário onde não há qualquer tipo de ação exterior para um cenário onde ação do vento turbulento é predominante, os efeitos gerados por esta ação aumentam de forma considerável, tanto o deslocamento como a aceleração.

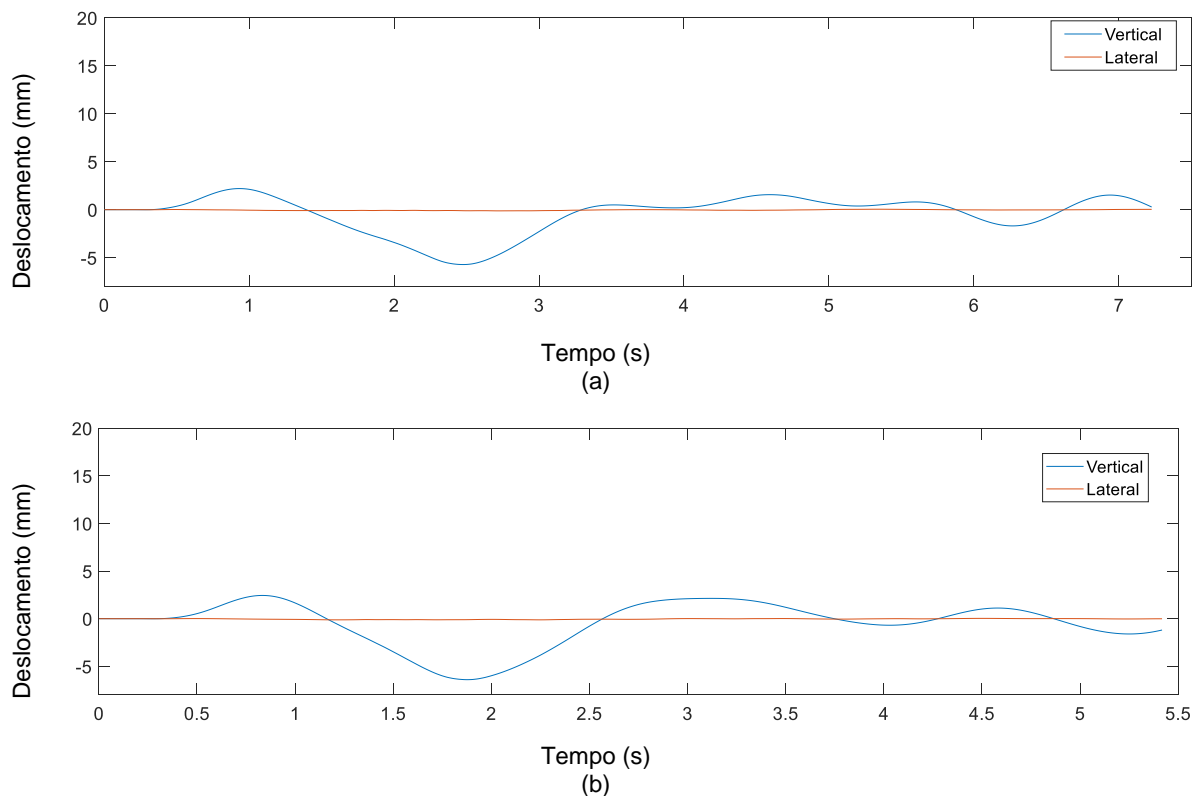


Figura 5. 12 - Deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $\bar{U}=0$ m/s: (a) $V_v = 300$ km/h e (b) $V_v = 400$ km/h.

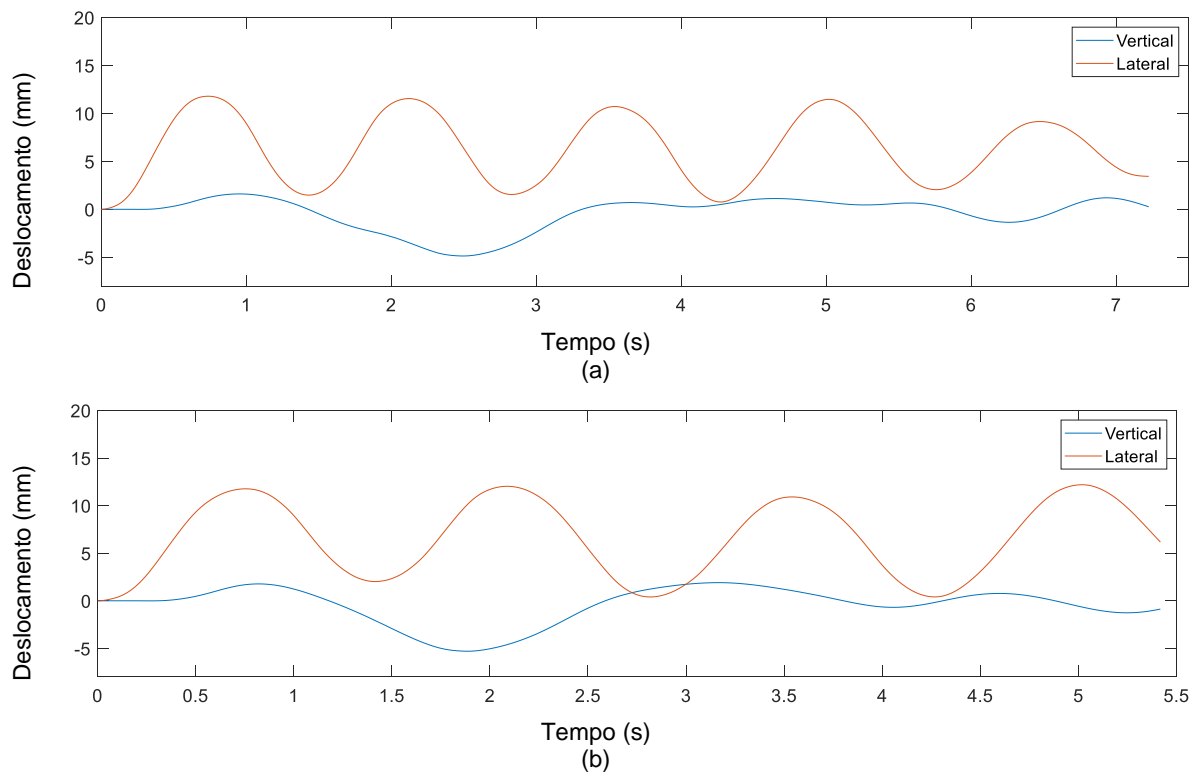


Figura 5. 14 - Deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $\bar{U}=20\text{m/s}$: (a) $V_v = 300$ km/h e (b) $V_v = 400$ km/h.

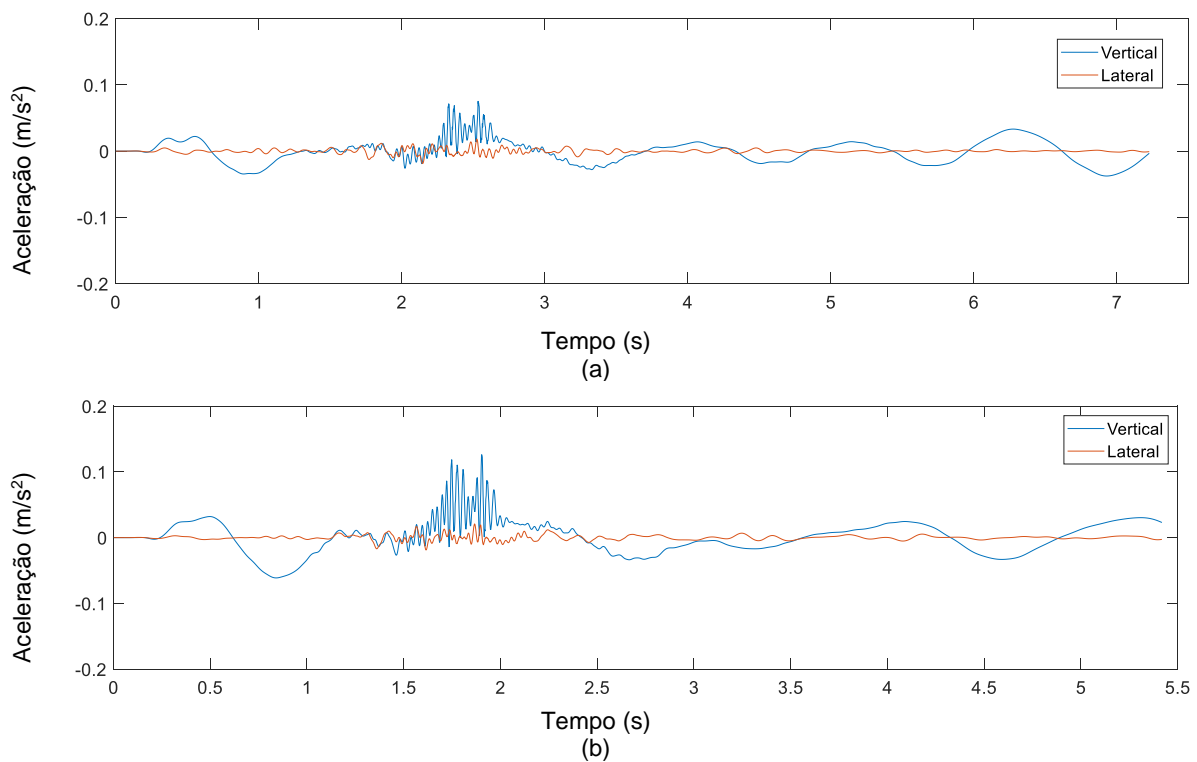


Figura 5. 13 - Aceleração do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $\bar{U}=0\text{m/s}$: (a) $V_v = 300$ km/h e (b) $V_v = 400$ km/h.

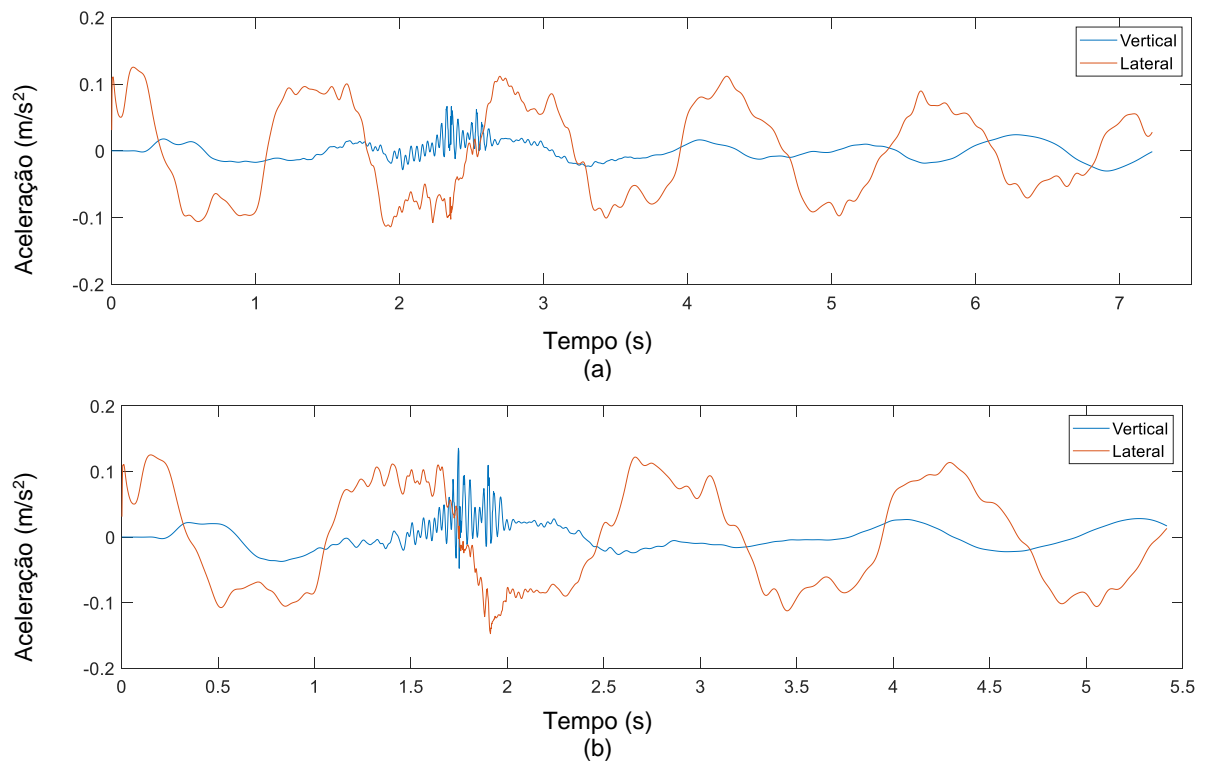


Figura 5. 15 - Aceleração do ponto a meio vão do maior vão da estrutura, para $\bar{U}=20\text{m/s}$: (a) $V_p = 300 \text{ km/h}$ e (b) $V_p = 400 \text{ km/h}$.

Com o objetivo de entender a influência que os efeitos provados pelo vento turbulento na ponte podem ter sobre o veículo, foram analisados dois cenários distintos para uma velocidade de circulação do veículo de 340km/h.

No primeiro cenário não se considera qualquer ação de vento aplicada ao sistema, tanto no comboio como na ponte.

O segundo cenário, apesar de teórico, consiste em aplicar a ação do vento turbulento somente na estrutura com uma velocidade média de 18 m/s. Com base nestes cenários, foi possível avaliar as forças de contacto na interface roda-carril e analisar a influência da resposta da ponte na segurança de circulação do veículo. Posto isto, pretendeu-se avaliar-se se, no cenário com vento, se o comboio conseguiria acompanhar o movimento lateral da ponte (ver Figura 5.16(b)), e consequentemente, ser pouco influenciado pela resposta desta, ou se o comboio não conseguiria acompanhar o movimento, levando à ocorrência de impactos laterais entre o verdugo e o carril e consequente aumento do risco de descarrilamento (ver Figura 5.16(c)).

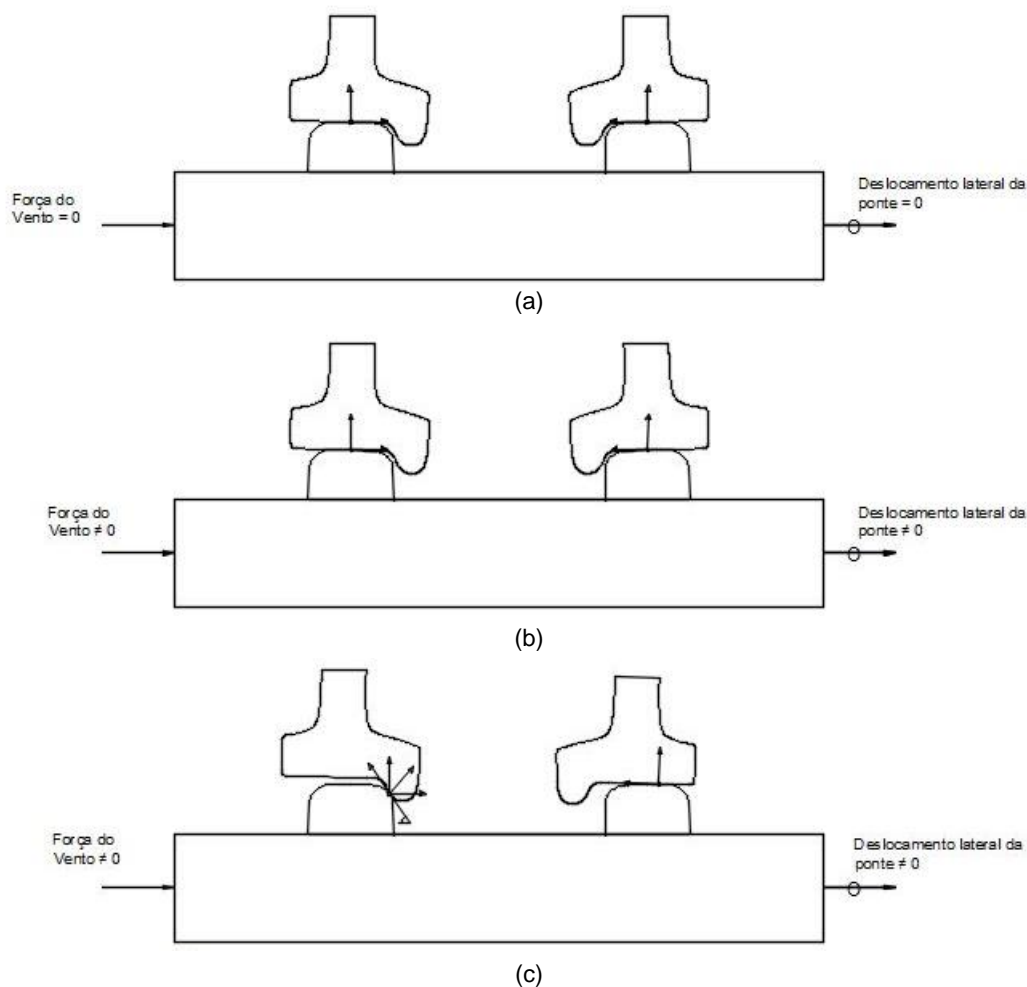


Figura 5. 16 – Esquema da aplicação da força do vento no sistema: (a) cenário sem vento, (b) cenário com vento sobre a estrutura em que o veículo acompanha o seu movimento e (c) cenário com vento sobre a estrutura em que o veículo não consegue acompanhar o movimento da estrutura.

Observando as Figuras 5.17 e 5.18 é perceptível que apesar de na segunda situação a ponte apresentar deslocamentos laterais consideráveis, as forças de contacto desenvolvidas na superfície de interação não se alteraram, comparativamente com a primeira situação. Ou seja, como não houve nenhuma variação nas forças de contacto, significa que o comboio simplesmente acompanha os movimentos da ponte (situação representada na Figura 5.16 (b)). Posto isto, é possível concluir que os efeitos provocados pelo vento na ponte têm pouca influência na segurança do veículo. Tal se deve ao facto da ponte se movimentar lateralmente com frequências baixas, situação facilmente compatibilizada pelas forças de atrito que se geram na interface de contacto roda-carril.

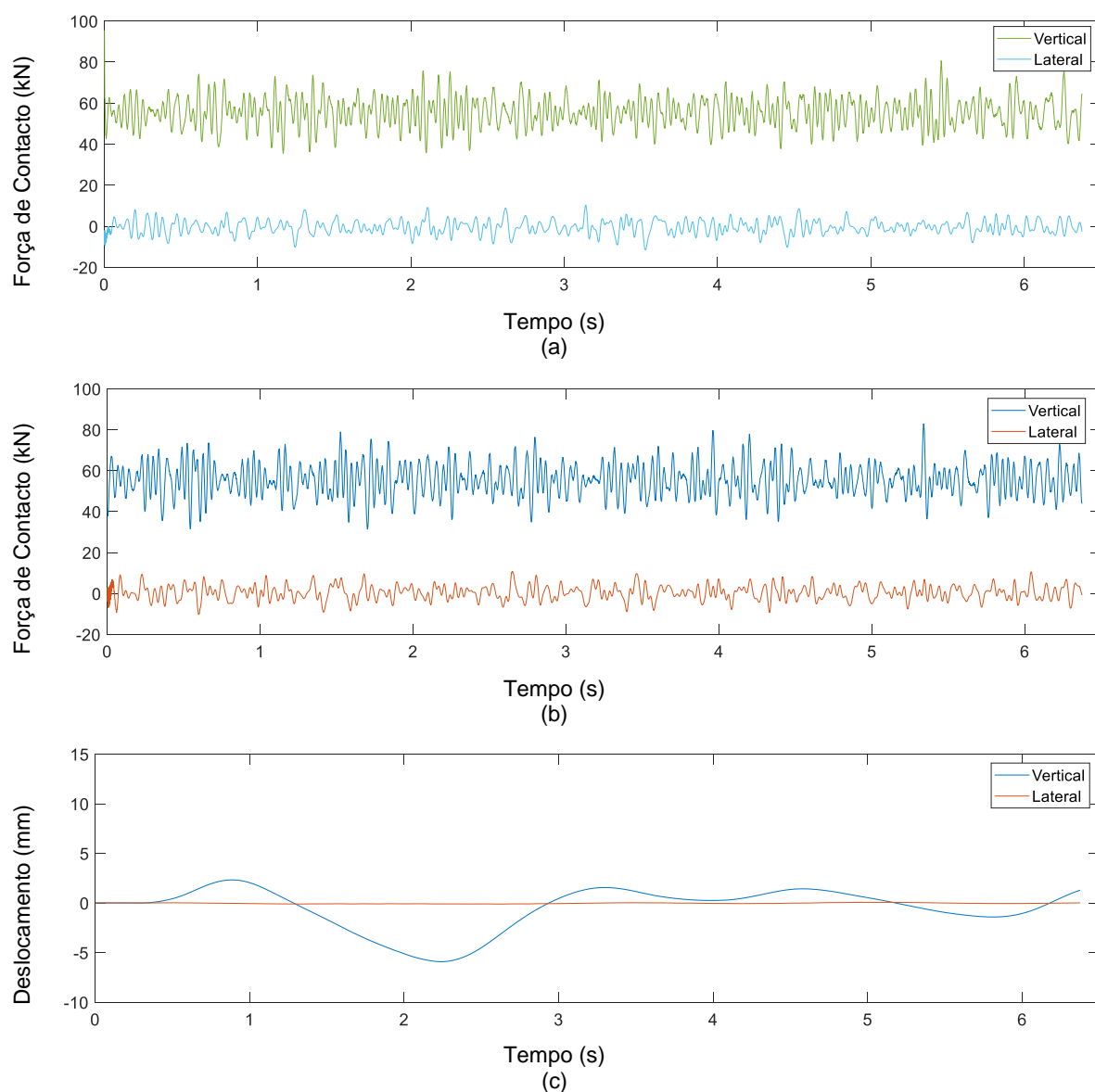


Figura 5. 17 - Análise dinâmica para $V_p = 340$ km/h e $\bar{U}=0$ m/s: (a) forças de contacto da roda esquerda, (b) forças de contacto da roda direita e (c) deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura.

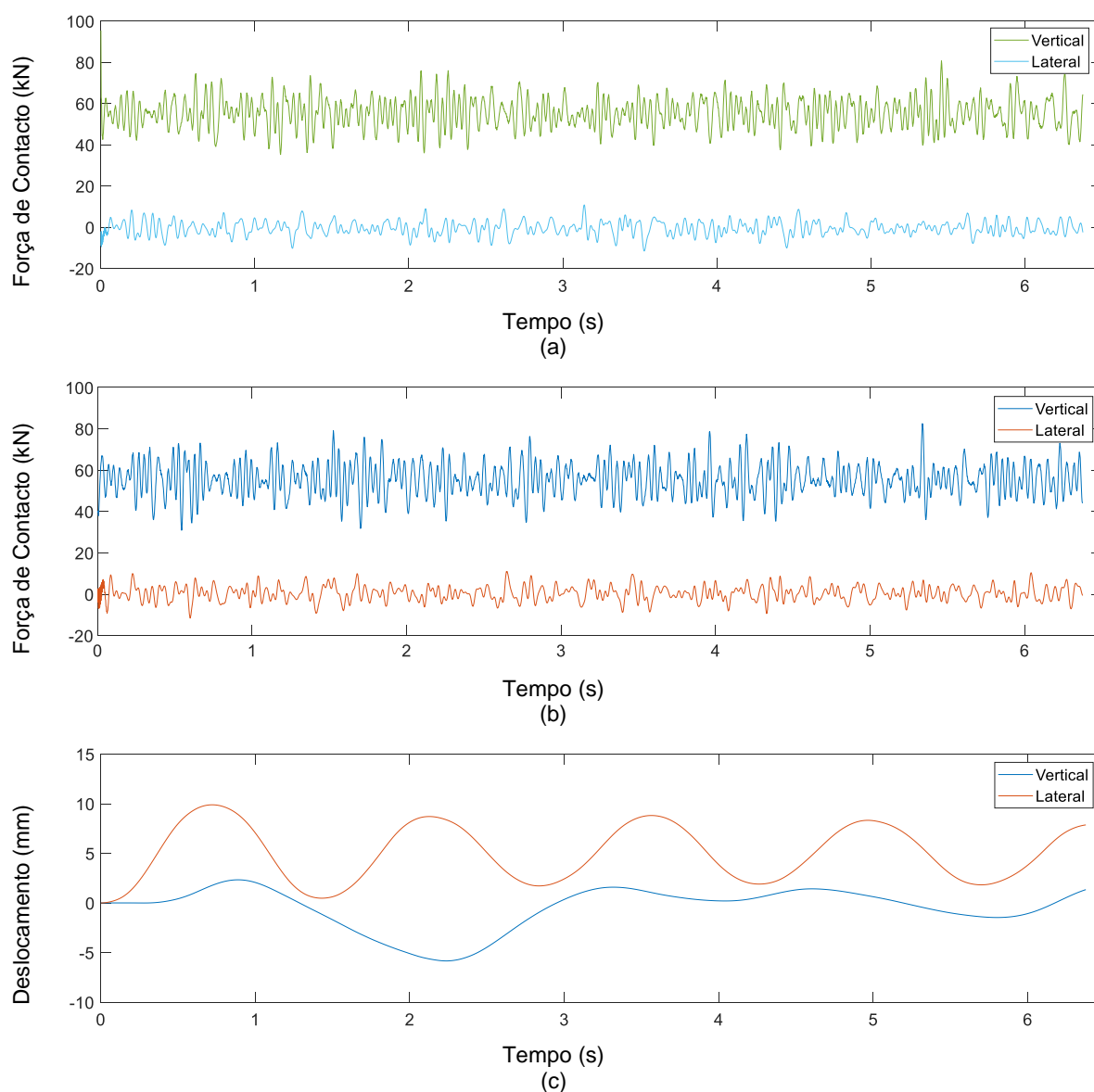


Figura 5. 18 - Análise dinâmica para $V_p = 340$ km/h e $\bar{U}=18$ m/s aplicado exclusivamente na estrutura: (a) forças de contacto da roda esquerda, (b) forças de contacto da roda direita e (c) deslocamento do ponto a meio vão do maior vão da estrutura.

5.7. RESPOSTA DINÂMICA DO COMBOIO

Com o objetivo de entender o comportamento dinâmico do comboio perante a ação de vento turbulento, vão ser considerados dois cenários semelhantes aos apresentados anteriormente: um primeiro em que se considera a ação do vento e um Segundo onde esta ação é desprezada.

Para além disto, e perante os dois cenários considerados, analisa-se ainda a influência da velocidade de circulação do veículo e a velocidade do vento turbulento.

De forma a acompanhar a evolução dos efeitos causados pela ação do vento, desde da superfície de contacto entre a roda e o carril, até aos efeitos efetivamente experimentados pelos utilizadores (caixa ou carruagem), são apresentadas as respostas dinâmicas do veículo nos seguintes pontos: centro de gravidade da caixa, do bogie e do primeiro eixo (ver Figura 5.19).

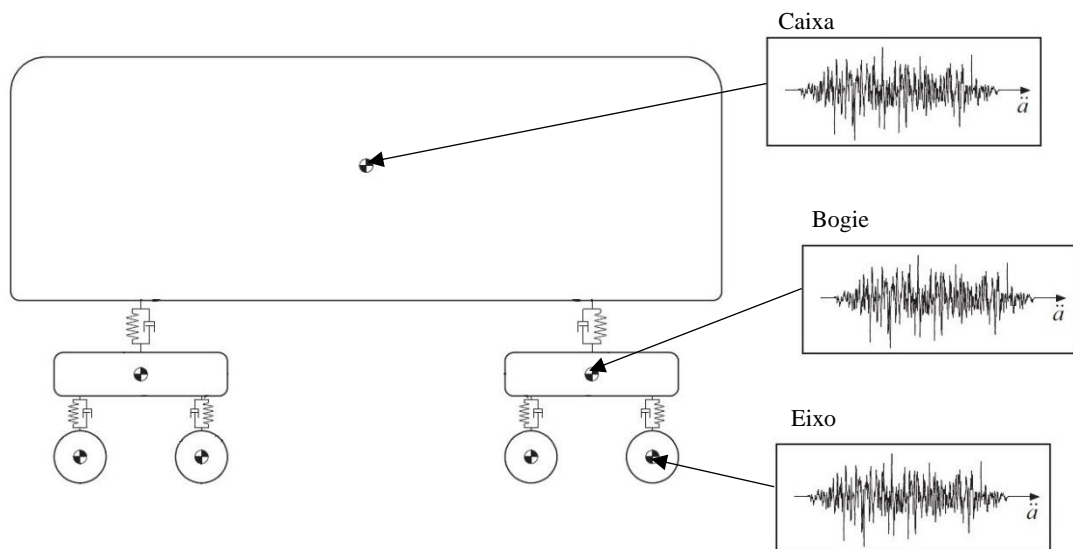


Figura 5. 19 – Pontos do veículo para os quais foi analisada a resposta.

5.7.1. ANÁLISE VERTICAL

As Figuras 5.20 e 5.21 mostram as acelerações verticais determinadas para as análises dinâmicas com velocidades de circulação do comboio de 300km/h e 400km/h, respetivamente, em cada uma das análises foram considerados os seguintes cenários: velocidade média do vento de 20 m/s e não consideração de vento.

Com base na avaliação da aceleração, tanto vertical como lateral, em diferentes pontos do veículo é possível qualificar a eficiência das suas suspensões. Tal é perceptível quando avalia a resposta da aceleração nos três níveis referidos anteriormente: 1) caixa, ponto que corresponde ao centro de massa da carruagem e cuja aceleração é diretamente aquela sentida pelos passageiros, 2) eixo, ponto representativo da aceleração sentida nas rodas, ainda sem sofrer qualquer tipo de amortecimento e 3) bogie, ponto intermédio entre o eixo e a caixa, ou seja, a aceleração sentida neste ponto já foi filtrada pela suspensão primária (ver Figura 5.19).

Pela observação destas figuras é perceptível que a variação da velocidade média do vento turbulento tem pouca importância para a resposta vertical, pois as acelerações verticais, com e sem vento, são muito semelhantes. No entanto, é incontestável a redução do valor da aceleração sentida na caixa do veículo relativamente à aceleração sentida no eixo. Além disto, é notório que apesar da aceleração determinada quando o veículo circula a uma velocidade de 400km/h ser superior à aceleração quando este circula a uma velocidade de 300 km/h, a aceleração experienciada pelos utilizados é, em ambas as situações, de valor semelhante e muito reduzido.

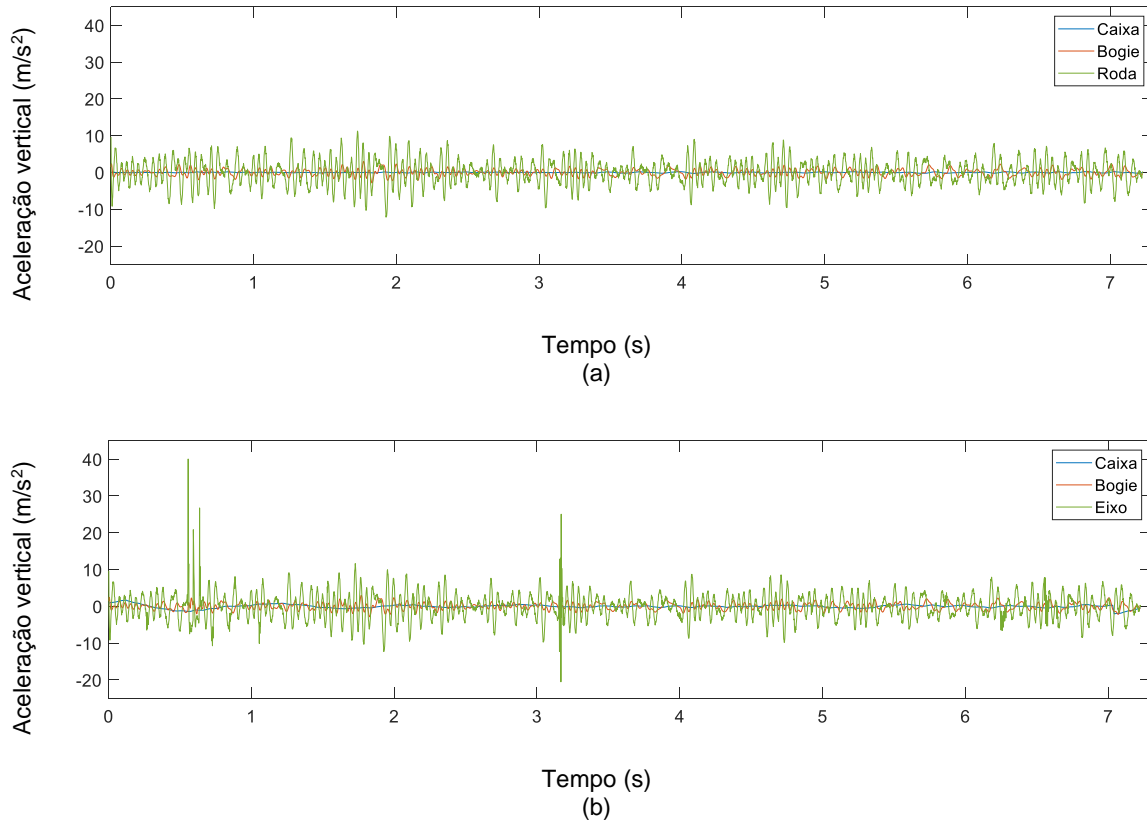


Figura 5. 20 - Aceleração vertical do veículo para $V_v = 300\text{ km/h}$: (a) $\bar{U}=0\text{m/s}$ e (b) $\bar{U}=20\text{m/s}$.

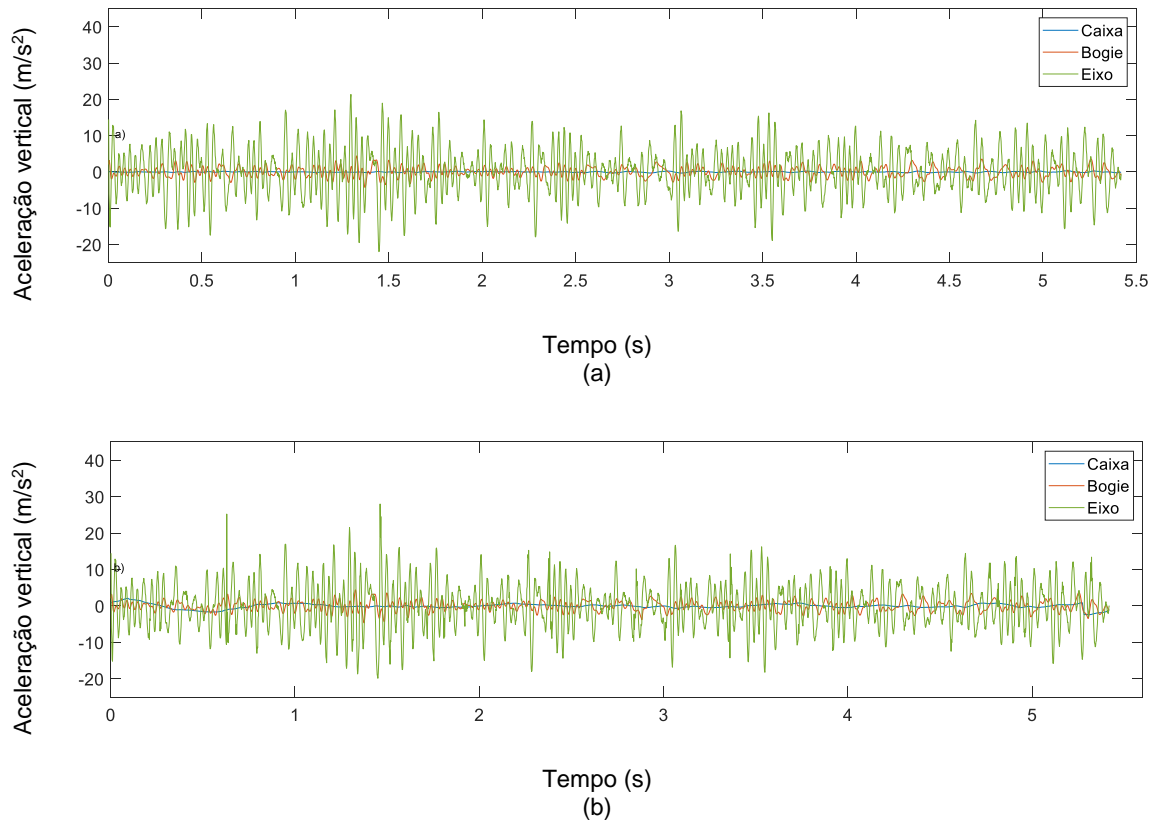


Figura 5. 21 - Aceleração vertical do veículo para $V_p = 400$ km/h: (a) $\bar{U}=0$ m/s e (b) $\bar{U}=20$ m/s.

As forças de contacto verticais apresentadas nas Figuras 5.23 e 5.24 correspondem a velocidades de operação 300km/h e 400km/h, respetivamente. Em cada uma das situações, é comparado o caso em que o vento atua no veículo com uma velocidade média de 20 m/s com o caso em que não existe nenhuma ação exterior atuar sobre o veículo.

Como é possível observar, comparando a Figura 5.22 (a) com a Figura 5.23 (a), ou a Figura 5.22 (b) com a Figura 5.23 (b), a força de contacto vertical dinâmica, referente à roda do lado oposto à que o vento atua (lado esquerdo), é fortemente afetada com o aumento da velocidade de circulação. Tal é consequência do aumento de intensidade dos impactos que ocorrem entre a roda e o carril provocados pela existência de irregularidades da via. Outro fato possível constatar, quando se compara os dois cenários é o seguinte: quando a ação do vento que atua sobre o veículo é nula, a média da força de contacto vertical é muito próxima da carga dinâmica. Enquanto, no cenário em que a velocidade média do vento turbulento é 20m/s, a média da carga dinâmica aumenta consideravelmente (comparar Figura 5.22 (a) com a Figura 5.22 (b), por exemplo).

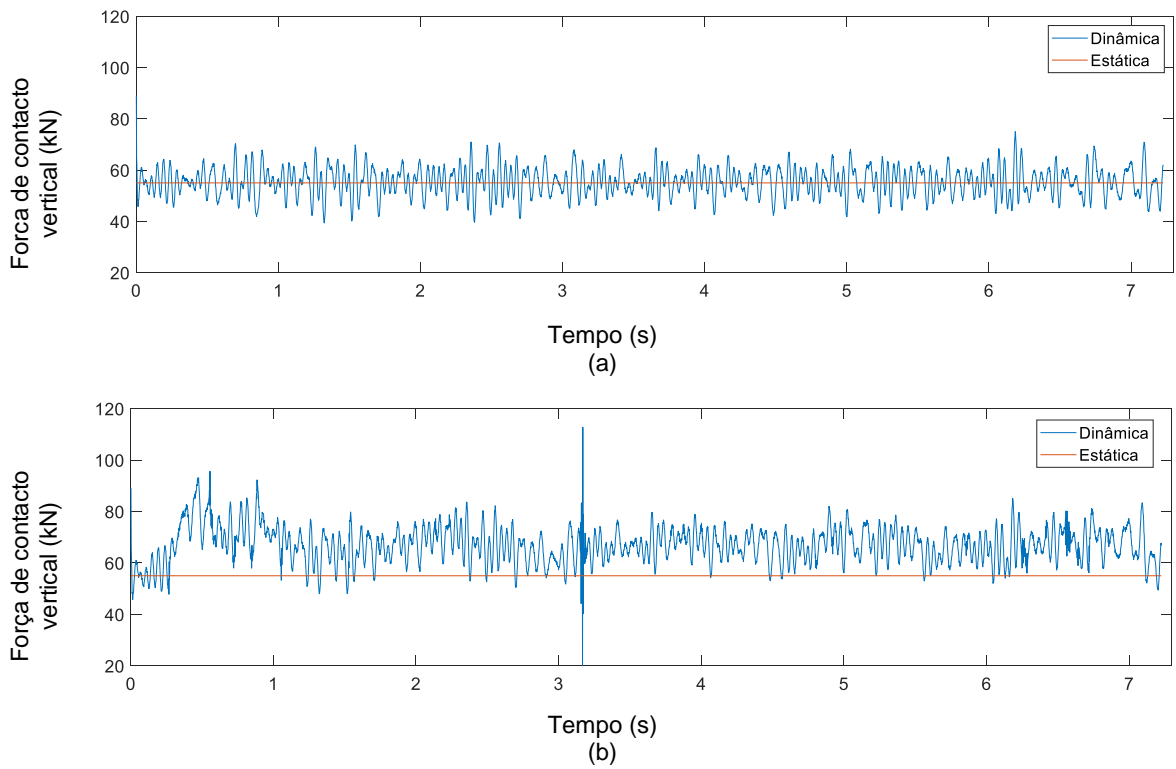


Figura 5. 23 - Força de contacto vertical dinâmica e estática para $V_p = 300$ km/h: (a) $\bar{U}=0$ m/s e (b) $\bar{U}=20$ m/s.

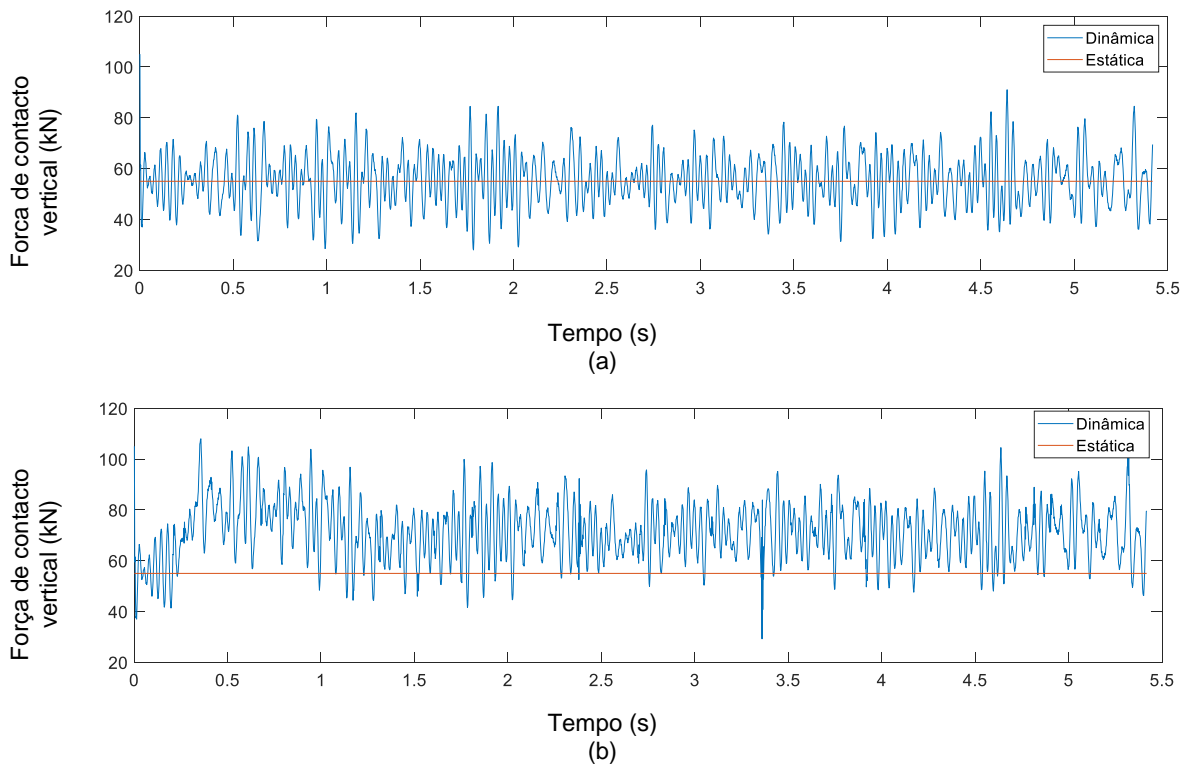


Figura 5. 22 - Força de contacto vertical dinâmica e estática para $V_p = 400$ km/h: (a) $\bar{U}=0$ m/s e (b) $\bar{U}=20$ m/s.

5.7.2. ANÁLISE LATERAL

Nas Figura 5.24 (a) e (b) estão representados os deslocamentos laterais para os mesmo dois cenários referidos anteriormente. Comparando as duas figuras é possível verificar que ação do vento sobre o veículo afeta de forma considerável os seus deslocamentos laterais (ver Figura 5.24 (a)), visto que quando não há vento atuar no veículo (ver Figura 5.24 (b)), os deslocamentos existentes devem-se somente a eventuais irregularidades que existem na via, sendo o seu contributo praticamente nulo.

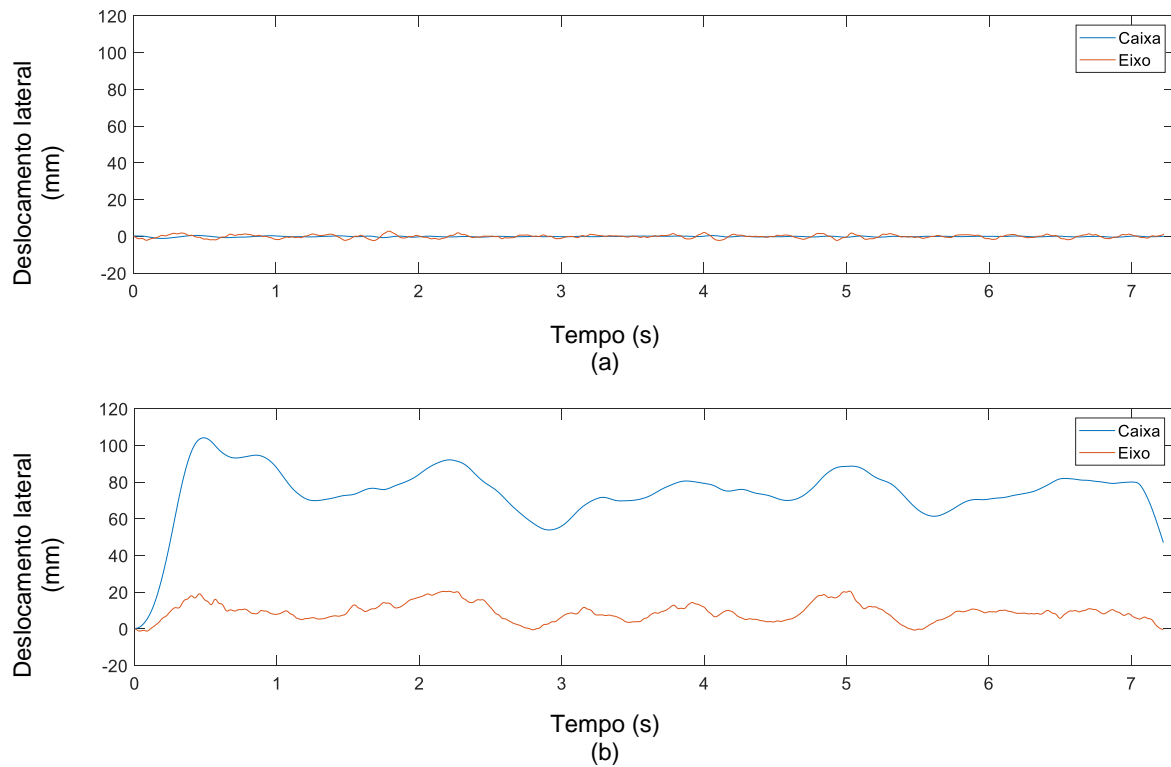


Figura 5. 24 - Deslocamento lateral do veículo para $V_v = 300 \text{ km/h}$: (a) $\bar{U}=0\text{m/s}$ e (b) $\bar{U}=20\text{m/s}$.

Os resultados das acelerações laterais apresentados nas Figuras 5.25 e 5.26, são para os mesmos cenários referidos anteriormente para a resposta em termos de aceleração vertical. Assim como aconteceu nos valores determinados na aceleração vertical, a aceleração lateral sentida na carruagem do comboio é muito menor do que a aceleração lateral sentida no eixo do veículo. Também é possível constatar que os valores da aceleração lateral, para além de ser afetado com o aumento da velocidade média do vento, também são ligeiramente afetados com o aumento da velocidade de circulação do veículo. Mais, os picos que são visíveis nas respostas ao nível dos eixos devem-se a possíveis impactos laterais entre a roda e o carril que resultam em picos súbitos de aceleração. Tais picos não são notórios nos restantes pontos, uma vez que tal efeito é filtrado pelas suspensões do veículo.

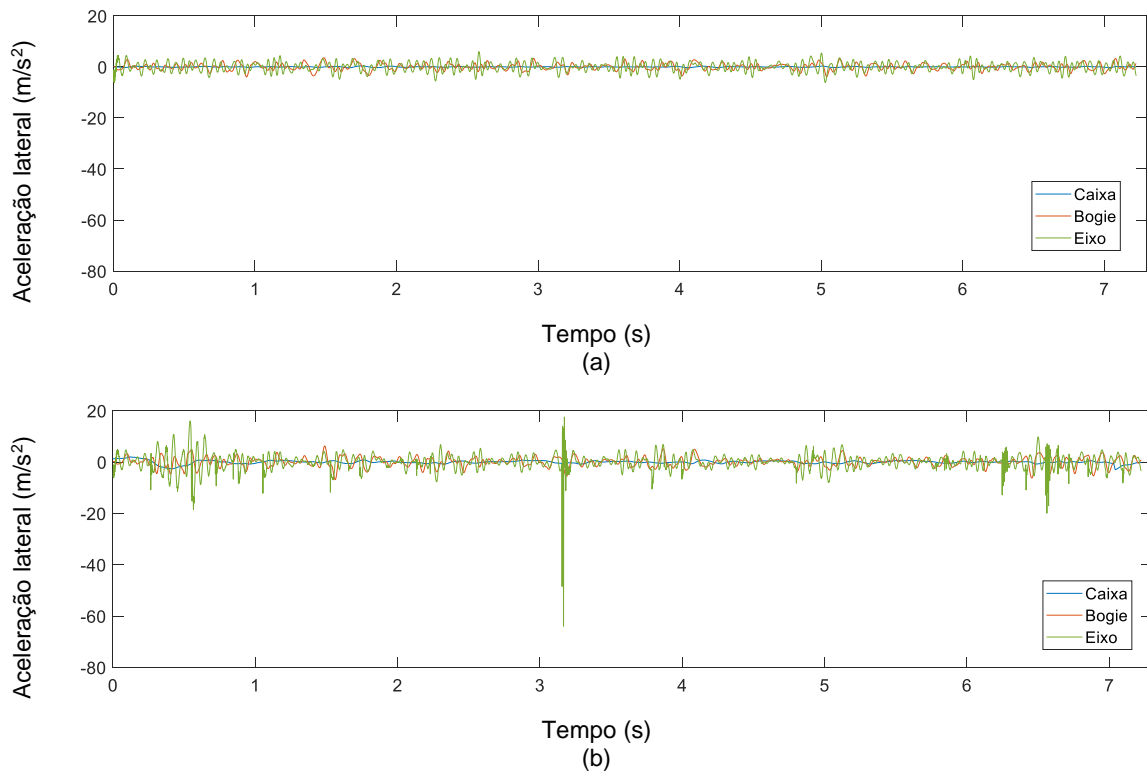


Figura 5. 26 - Aceleração lateral do veículo para $V_v = 300$ km/h: (a) $\bar{U}=0$ m/s e (b) $\bar{U}=20$ m/s.

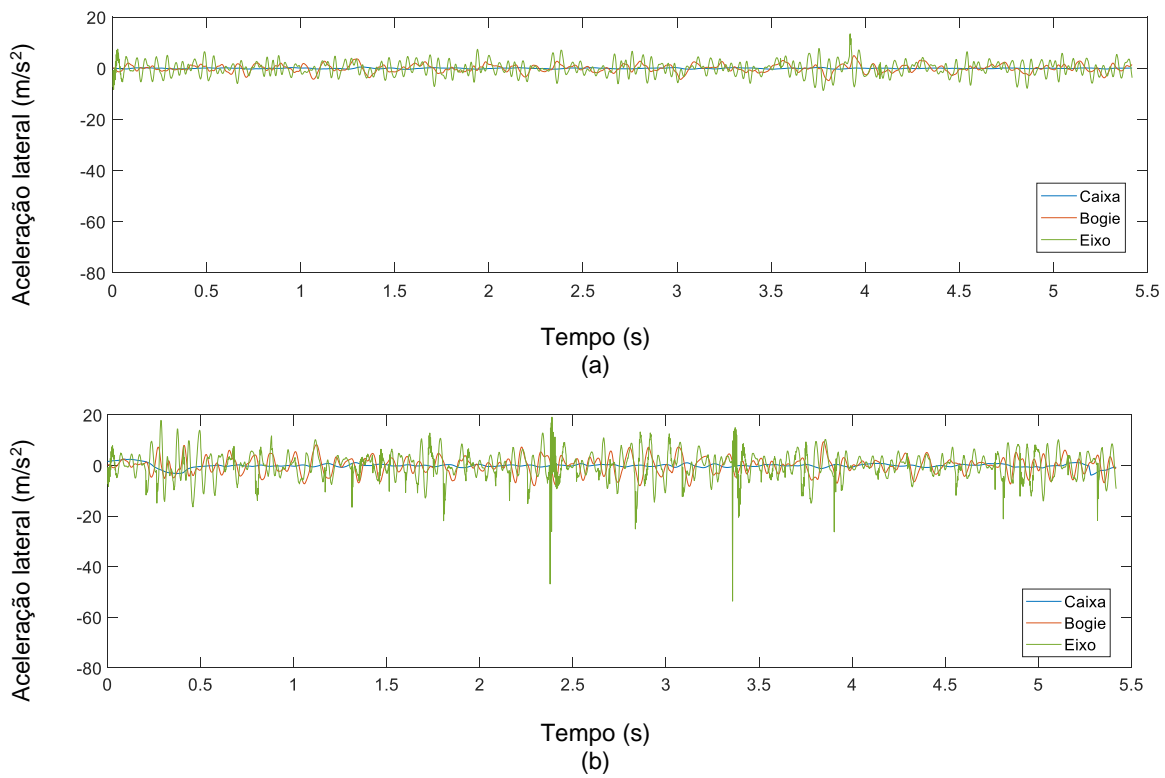


Figura 5. 25 – Aceleração lateral do veículo para $V_v = 400$ km/h: (a) $\bar{U}=0$ m/s e (b) $\bar{U}=20$ m/s.

De seguida são apresentados os resultados das forças de contacto laterais desenvolvidas na interface de contacto entre o carril e a roda esquerda, sobrepostas dos deslocamentos laterais absolutos da roda, ou seja, o deslocamento da roda tem incluído o deslocamento da estrutura devido à ação do vento nesta. Estes efeitos são gerados quando o vento atua com uma velocidade média de 20m/s (ver Figura 5.27 (a)) e 0m/s (ver Figura 5.27 (b)), para uma análise dinâmica em que o veículo opera com uma velocidade de 300km/h.

Na Figura 5.27 (a) é de salientar que os picos de força lateral correm no mesmo instante em que se verificam maiores deslocamentos. Isto é a reflexão dos impactos do verdugo que ocorrem ao mesmo tempo que o verdugo se afasta do carril, quando o vento está a atuar sobre o sistema. Em contrapartida, na Figura 5.27 (b), quando o sistema não está sujeito a nenhuma ação lateral exterior, as forças de contacto lateral são apenas devidas as irregularidades que existem na via, que não são capazes de provocar forças de contacto laterais consideráveis entre a roda e o carril.

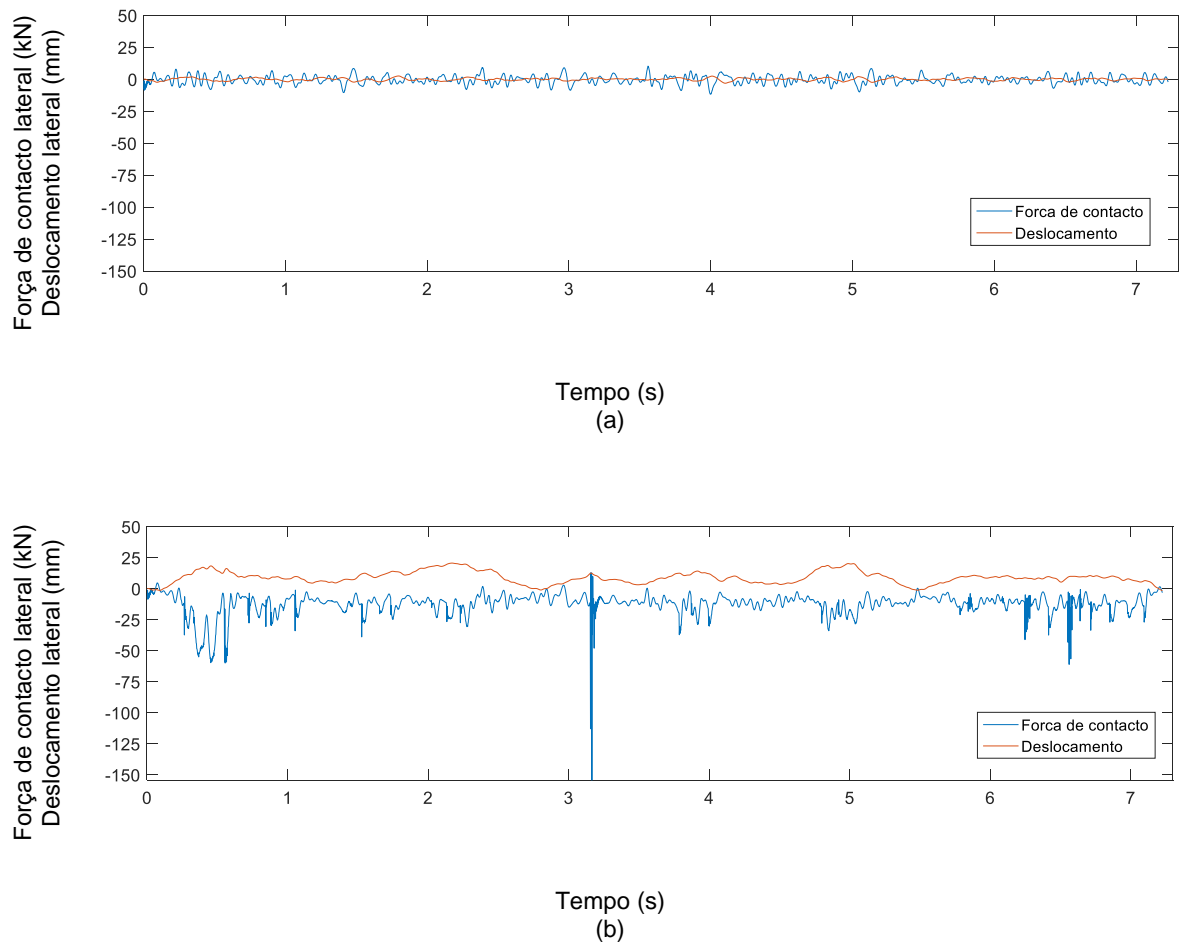


Figura 5. 27 - Força de contacto e deslocamento lateral da roda, para $V_v = 300$ km/h: (a) $\bar{U}=0$ m/s e (b) $\bar{U}=20$ m/s

5.8. ANÁLISE DE SEGURANÇA DE CIRCULAÇÃO

A presente secção tem como objetivo avaliar a segurança de circulação do veículo ferroviário de alta-velocidade quando este circula na ponte sobre o Rio Volga na presença de ventos cruzados.

As análises dinâmicas foram realizadas para velocidades de circulação do veículo entre os 140 km/h e os 420 km/h, com intervalos de 20 km/h. Em cada uma delas é definida a velocidade média de ação do vento de acordo com a Secção 4.1. Perante isto, em cada análise dinâmica a circulação do veículo é considerada segura quando o critério exigido pela normal EN 1991-1-4 (2005), ou seja o critério de Descarga apresentado na Secção 2.2.2.3, é verificado ao longo de todo o percurso que o comboio realiza sobre a ponte.

Segundo a norma EN 14067-6 (2010), a segurança de circulação é avaliado tendo em conta apenas o critério de descarga, no entanto, existem outros critérios, tal como é apresentado na Secção 2.2.2. Entre estes destacam-se o critério de Nadal e o critério de Prud'homme, cujo os fatores de segurança não devem exceder 0,8 e 1, respetivamente, de acordo com a TSI (2002). Já para o critério de Descarga, e de acordo com a EN 14067-6 (2010), o seu limite está fixado nos 0,9.

5.8.1. INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DE CIRCULAÇÃO DO COMBOIO

Com o objetivo de definir a velocidade máxima a que o comboio pode circular perante determinado nível de vento e, conseqüentemente, compreender a influência da velocidade de circulação na segurança do comboio, são apresentados nas Figuras 5.28, 5.29 e 5.30 os fatores relativos aos três critérios de segurança adotados para uma velocidade média de vento de 21 m/s para as seguintes velocidades de circulação: 200 km/h, 300 km/h e 320 km/h, respetivamente.

Perante o aumento da velocidade do comboio é notório, tendo em contas os três critérios, o aumento do risco de descarrilamento do mesmo. Assim, e como seria de esperar, a velocidade do comboio tem uma importância relevante para a sua própria segurança de operação.

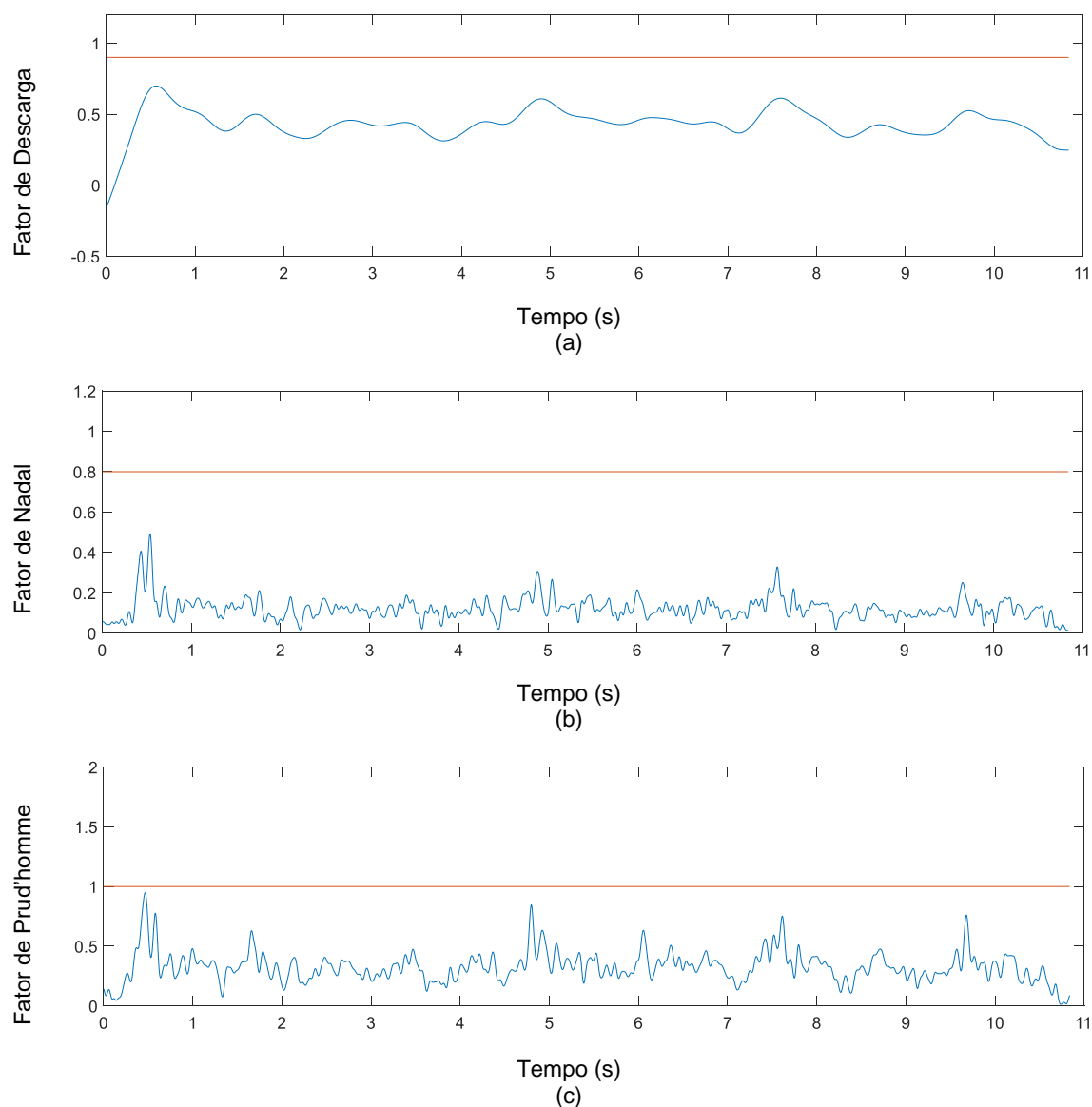


Figura 5. 28 – Fatores de segurança para $V_v = 200$ km/h e $\bar{U}=21$ m/s: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.

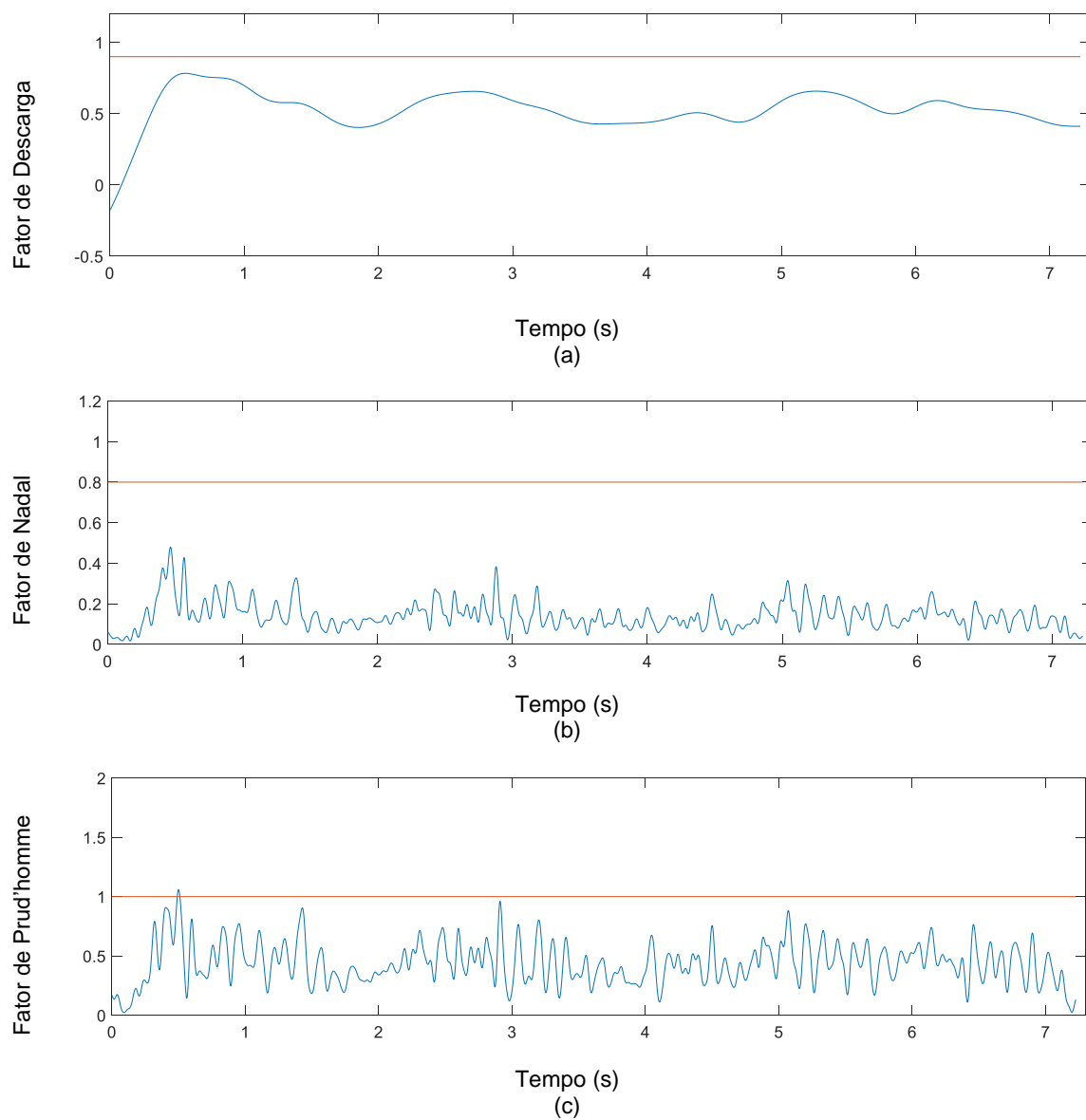


Figura 5. 29 – Fatores de segurança para $V_v = 300$ km/h e $\bar{U}=21$ m/s: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.

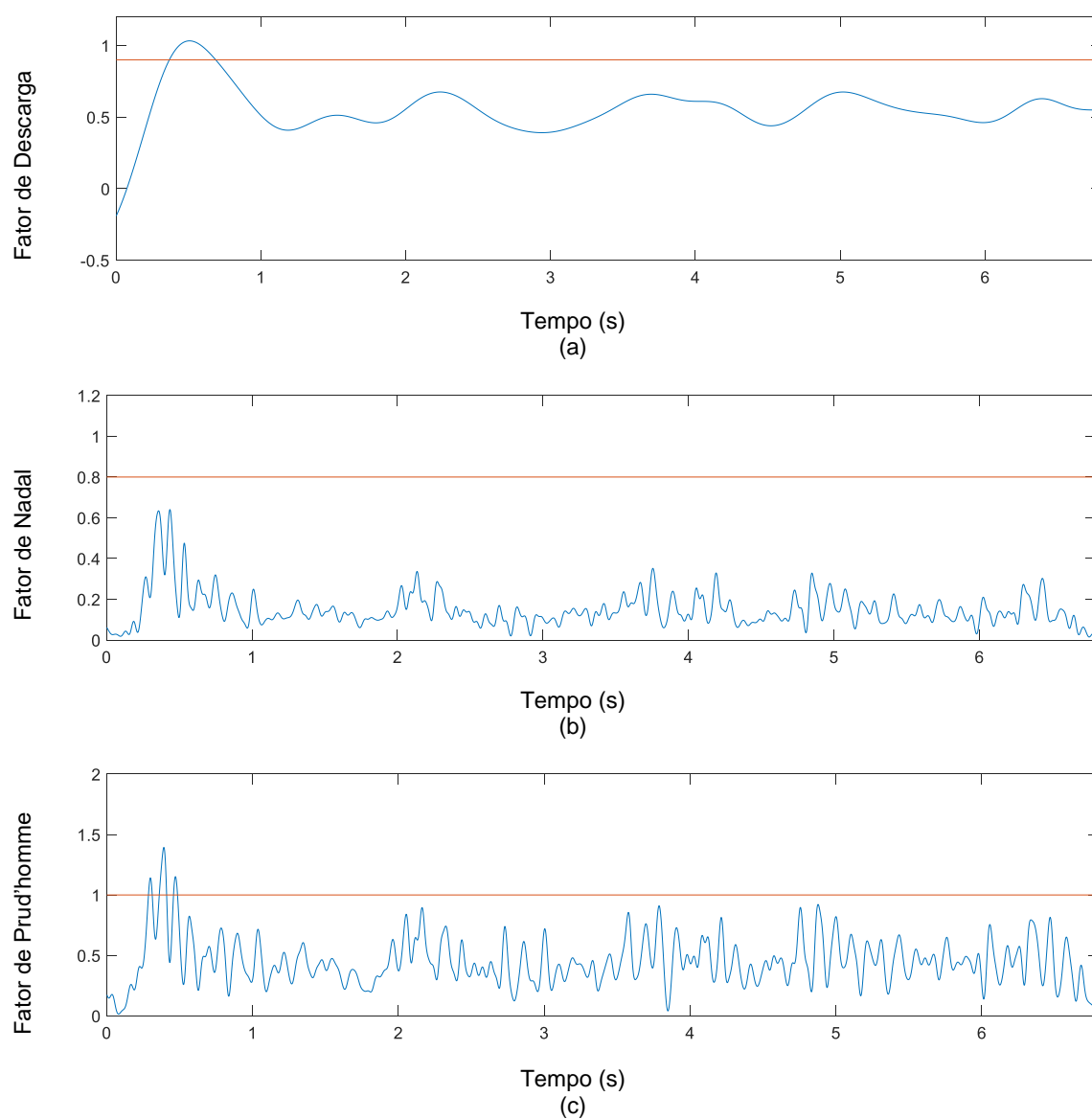


Figura 5. 30 – Fatores de segurança para $V_v = 320$ km/h e $\bar{U}=21$ m/s: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.

5.8.2. INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO VENTO

As Figuras 5.31 e 5.32 representam os fatores de segurança relativos aos três critérios considerados neste trabalho, para uma velocidade de circulação do veículo de 380 km/h e velocidades de vento de 20 m/s e 21 m/s, respetivamente. Na Figura 5.31 (c) é possível constatar que o limite do critério de Prud'homme é ultrapassado. No entanto, se se considerar apenas o critério de Descarga proposto pela EN 14067-6 (2010), é possível concluir que a segurança do comboio, quando este circula a 380km/h, está garantida para ventos com velocidade média ou inferior a 20 m/s.

Obviamente, à semelhança do que acontece na Secção 5.8.1, a segurança de circulação piora com o aumento da velocidade de vento atuante.

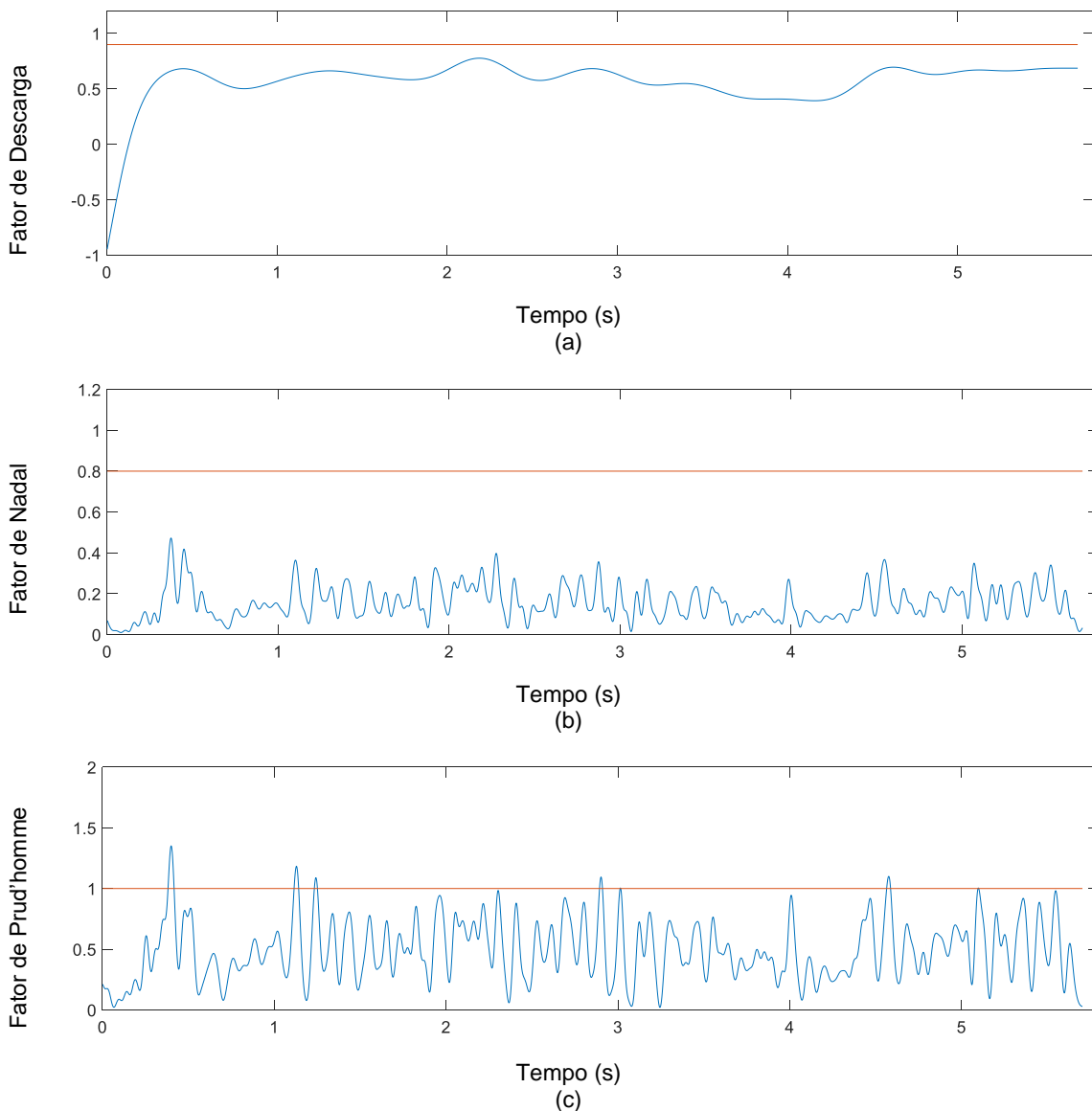


Figura 5. 31 – Factores de segurança para $V_p = 380$ km/h e $\bar{U}=20$ m/s: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.

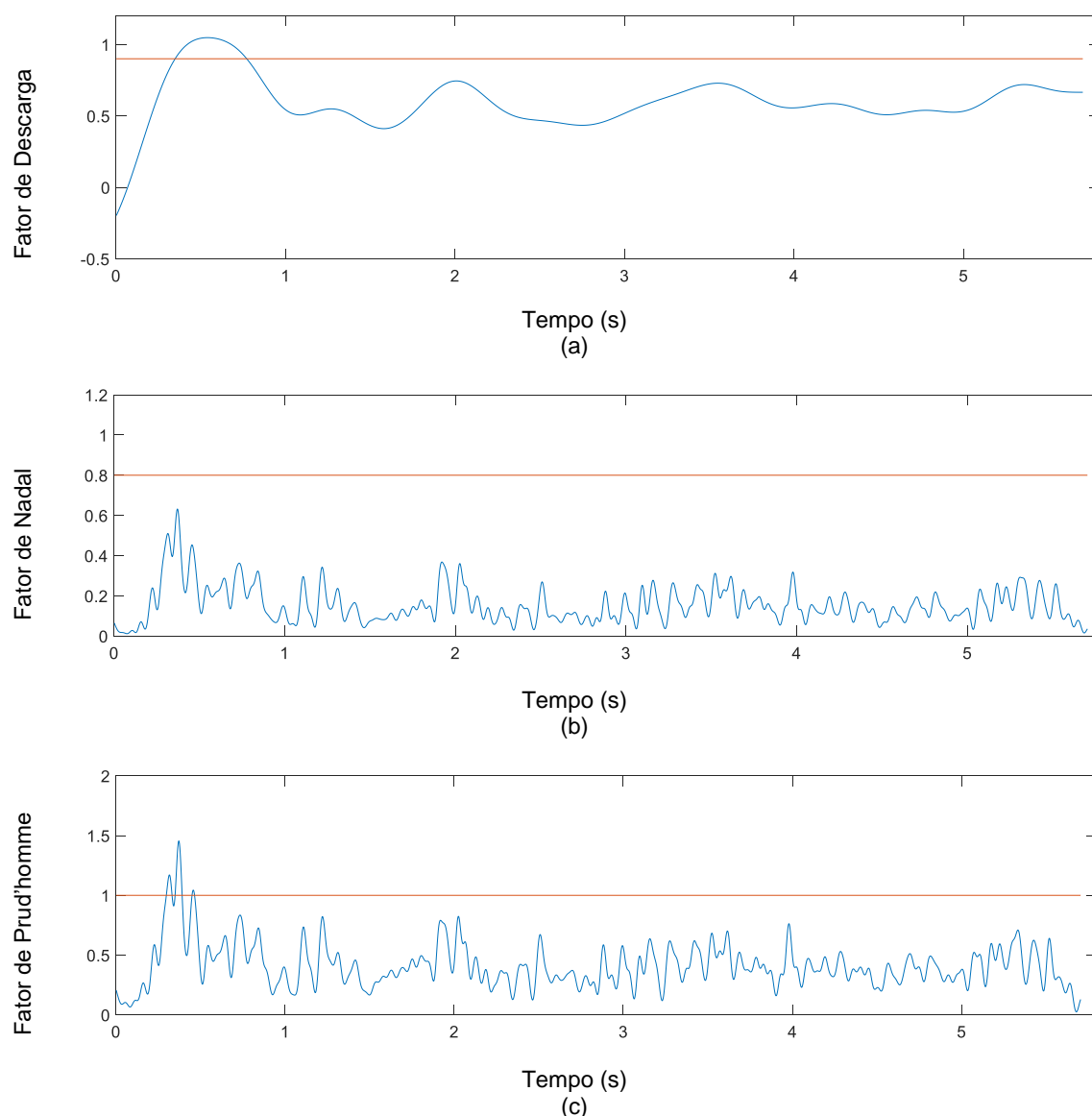


Figura 5. 32 – Factores de segurança para $V_v = 380$ km/h e $\bar{U}=21$ m/s: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.

5.8.3. MÁXIMA VELOCIDADE DE CIRCULAÇÃO DO COMBOIO E MÁXIMA VELOCIDADE DO VENTO

A Figura 5.33 apresenta os fatores de segurança, considerando um cenário extremo, com uma velocidade de circulação de 400 km/h e uma velocidade média de vento elevada, de 25 m/s. Neste cenário, sendo ele uma situação extrema, é notória a quantidade de pontos onde os critérios ultrapassam o limite de segurança, nomeadamente no critério de Descarga e de Prud'homme.

Examinando e relacionando os vários resultados obtidos da análise dinâmica deste cenário crítico (ver Figura 5.34), é perceptível que o comboio se encontra em risco de descarrilamento, visto que que a força de contacto vertical da roda de barlavento cai para ($t=0,30$ s), significado que a roda perdeu o contacto com o carril. De notar que, nestes casos, o fator de descarga atinge o valor unitário. No entanto, repentinamente, no instante $t=1,20$ s, a força de contacto vertical atinge um

pico superior a 125 kN devido ao impacto da roda quando retoma o contacto com o (ver Figura 5.34 (b)). Na Figura 3.34 (c), apesar de estarem representados os deslocamentos absolutos, é notório que durante o intervalo de tempo entre $t=0,30s$ e $t=1,20s$, a roda direita atinge deslocamentos excessivos, salta cerca de 30 mm, enquanto a roda esquerda se mantém no carril.

Desta forma, fica demonstrado a importância do limite de segurança de 0,9, definido no critério de Descarga, pois evita que a roda perda o contacto com o carril.

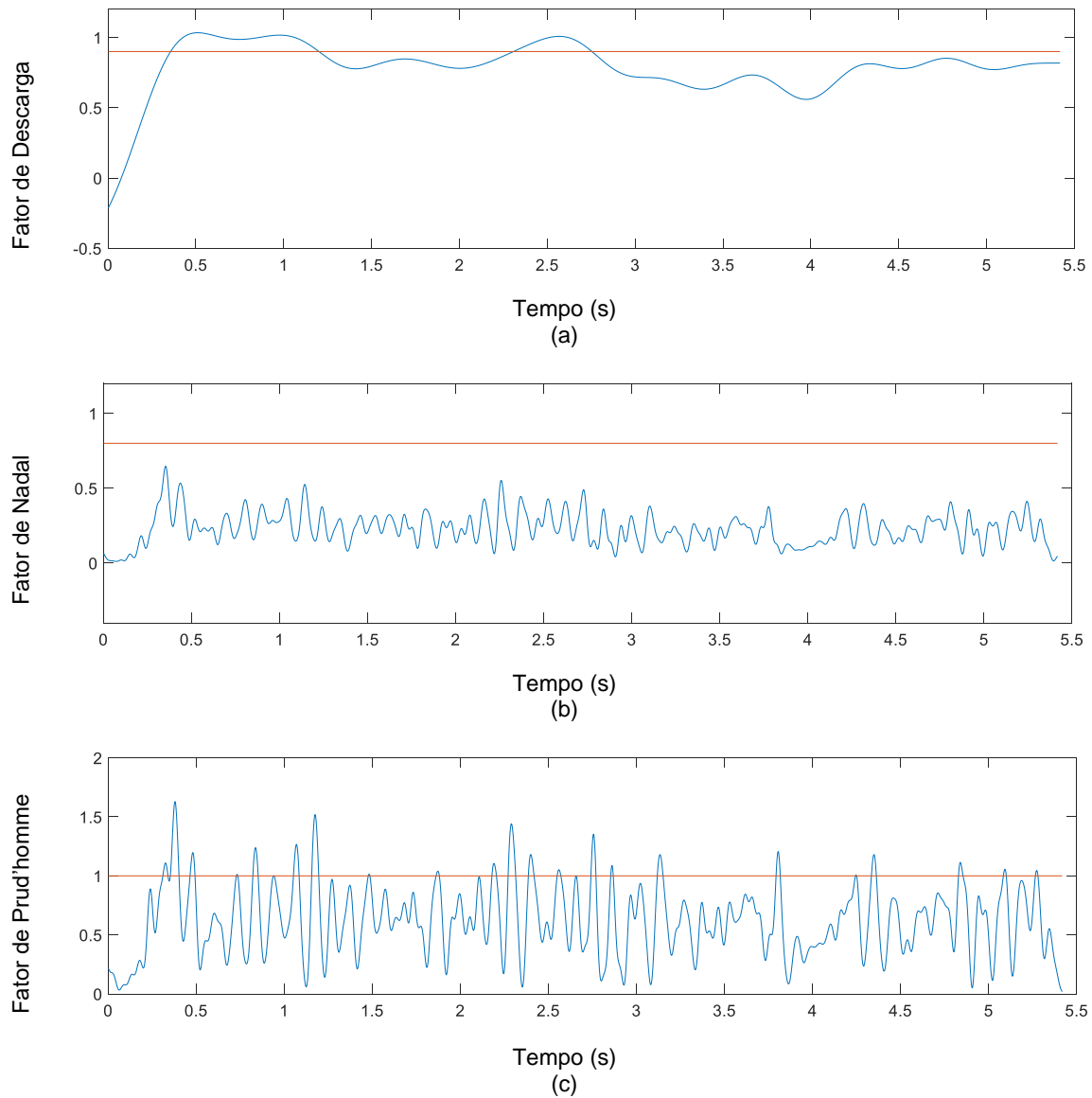


Figura 5. 33 – Fatores de segurança para $V_v = 400$ km/h e $\bar{U}=25$ m/s: (a) Critério de Descarga, (b) Critério de Nadal e (c) Critério de Prud'homme.

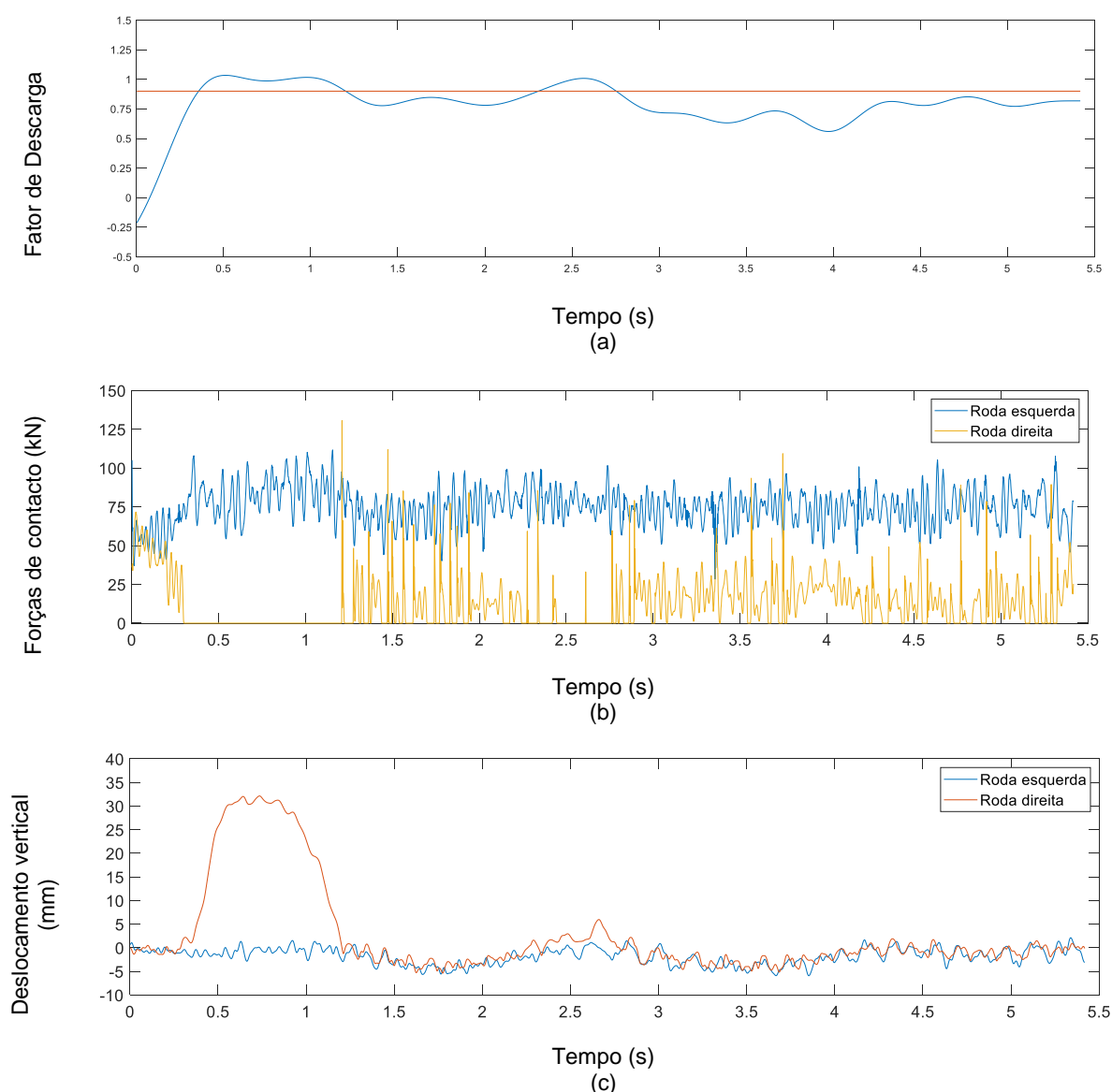


Figura 5. 34 – Análise dinâmica para $V_v = 400$ km/h e $\bar{U}=25$ m/s: (a) Critério de Descarga para a pior situação, (b) força de contacto vertical das rodas do eixo crítico, (c) deslocamento vertical das rodas do eixo crítico.

5.8.4. GRÁFICO DE SEGURANÇA DE CIRCULAÇÃO

Para elaborar um gráfico de segurança de circulação do comboio é necessário realizar várias análises dinâmicas, recorrendo ao software VSI, e definir a velocidade do vento máxima a que o comboio pode estar sujeito sem colocar em risco a sua segurança.

O gráfico de segurança determinado para este trabalho encontra-se apresentado na Figura 5.36. Este gráfico mostra a fronteira entre a zona segura e a zona insegura definida pelo critério de Descarga, exigido pela norma EN 14067-6 (2010), para cada uma das velocidades de circulação em estudo. Este tipo de gráfico é um instrumento fundamental e muito útil para as identidades

responsáveis pela gestão da linha de alta-velocidade, pois permite controlar a velocidade do comboio de acordo com as condições do vento.

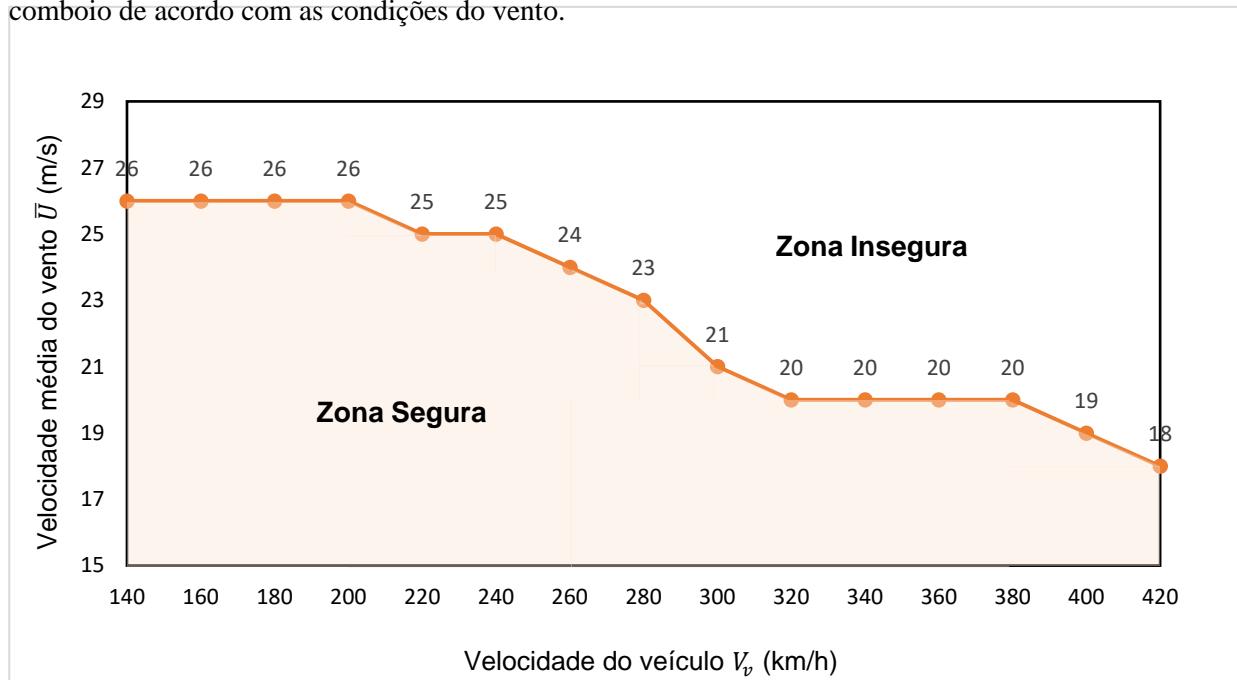


Figura 5. 35 - Gráfico de segurança de circulação

6

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

6.1. CONCLUSÕES

Ao longo deste trabalho foi efetuado um estudo sobre a segurança de circulação de um comboio de alta velocidade sobre a ponte do Rio Volga, integrada na futura linha ferroviária de alta velocidade, quando esta está sujeita a ventos turbulentos cruzados de elevada intensidade. Todas as análises dinâmicas efetuadas foram levadas a cabo utilizando uma ferramenta numérica de interação veículo-estrutura denominada VSI (*Vehicle-Structure Interaction*), desenvolvida pelo grupo de investigação inserido na linha temática “Infraestruturas Ferroviárias”.

Relativamente à influência do vento na estrutura é notório que o vento influencia de forma significativa a resposta dinâmica lateral da estrutura.

Após o tratamento de resultados obtidos e com base nas análises dinâmicas realizadas, assumindo várias hipóteses, foi possível concluir que os efeitos gerados no comboio devido à atuação de ventos turbulentos no sistema veículo-estrutura, devem-se fundamentalmente ao vento que incide sobre o próprio comboio. Assim, os deslocamentos laterais da ponte, originados pela aplicação do vento, são facilmente acompanhados pelo comboio, não afetando assim significativamente a sua estabilidade. Este movimento é possível devido à transmissão das forças de atrito na superfície de contacto entre a roda e o carril. Assim sendo, a ação do vento que incide sobre a estrutura tem um efeito pouco significativo na resposta do comboio.

Em relação ao veículo, é perceptível pelas análises efetuadas, que a aceleração do veículo, tanto vertical como lateral, aumenta com o aumento da velocidade de circulação ou com o aumento da velocidade do vento. No entanto, também é perceptível a eficiência das suspensões do veículo, que proporcionam que os passageiros experimentem acelerações muito menores do que aquelas que se dão ao nível da superfície de contacto entre a roda e o carril e que são transmitidas diretamente para o eixo.

Analisando cenários mais extremos, é inequívoco que o aumento das forças de contacto entre a roda e o carril do lado de sotavento está diretamente relacionado com os impactos entre o verdugo e a superfície lateral do carril. Este fenómeno é facilmente identificado quando se analisam os deslocamentos relativos entre a roda e o carril. Assim, do lado de barlavento, a roda desloca do carril devido ao movimento de capotagem do comboio, enquanto o movimento lateral da roda de sotavento em relação ao carril fica limitado pelo contacto entre este e o verdugo da roda.

Em resposta ao objetivo fundamental deste estudo, é possível concluir que quando a velocidade de circulação do veículo ferroviário é superior a 380 km/h, a velocidade média máxima de vento que garante a segurança de circulação do veículo é inferior a 20 m/s. Ou seja, para velocidades

superiores a 380 km/h, o veículo não verifica a segurança para a velocidade do vento expectável da região onde se localiza a ponte.

6.2. TRABALHOS FUTUROS

Os trabalhos futuros que podem ser desenvolvidos, tendo por base este trabalho com o objetivo de aprofundar este tema de forma a compreender e criar uma base de conhecimentos que retrate fenómenos deste género e com aplicabilidade na prática são:

- Realizar análises dinâmicas dos sistema veículo-estrutura para diferentes ângulos de ataque do vento turbulento e, compreender, a sua influência na segurança de circulação;
- Neste trabalho, nas análises dinâmicas foi considerado apenas uma carruagem e, seria interessante considerar mais carruagem, simulando o veículo de forma mais realista;

No futuro, é irrevogável o fator de que os comboios vão circular a velocidades superiores às estudadas neste trabalho e, assim sendo, é inerente investigar e estudar medidas que minimizem os efeitos provocados por ações exteriores como vento cruzados, em regiões semelhantes à região de localização em estudo, em que os ventos atingem velocidades extremas. Algumas das medidas de atenuação podem passar por:

- Implementação de barreiras ao longo da estrutura de forma a diminuir a força da ação do vento incidente diretamente no comboio. Desta forma, a força de vento incidente na estrutura seria maior e, assim sendo, teria pouca interferência na circulação do comboio, visto que, como foi comprovado ao longo deste trabalho os efeitos provados na estrutura devido a ações exteriores têm um efeito pouco significativo no comboio e, por consequente, a estabilidade do sistema seria maior;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A

- Andersson, E., Berg, M., Stichel, S. *Rail vehicle dynamics: Fundamentals and guidelines*, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 1999.
- Andersson E, Häggström J, Sima M, Stichel S, Assessment of train-overturning risk due to strong cross-winds, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 218 (2004) 213-223. DOI:10.1243/0954409042389382.
- ANSYS. Academic Research, Release 13.0, ANSYS Inc., Canonsburg, PA, USA, 2010.
- Antolín, P. 2013. "Efectos dinámicos laterales en vehículos y puentes ferroviarios sometidos a la acción de vientos transversales". PhD Thesis, Universidad Politécnica de Madrid.
- Antolín, P., J. M. Goicolea, J. Oliva e M. A. Astiz. 2012. "Nonlinear train-bridge lateral interaction using a simplified wheel-rail contact method within a finite element framework". *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 7, no. 4: 041014(1) - 14(9). 10.1115/1.4006736.

B

- Baker, Chris, Federico Cheli, Alexander Orellano, Nicolas Paradot, Carsten Proppe e Daniele Rocchi. 2009. "Cross-wind effects on road and rail vehicles". *Vehicle System Dynamics* 47, no. 8: 983-1022. 10.1080/00423110903078794.
- Blessmann, Joaquim. 1995. *O vento na engenharia estrutural*. Editora da Universidade/UFRGS.
- Blessmann, Joaquim. 2005. *Introdução ao estudo das ações dinâmicas do vento*. Editora da UFRGS.
- Bozzone, E., P. Pennestrì e P. Salvini. 2011. "Dynamic analysis of a bogie for hunting detection through a simplified wheel-rail contact model". *Multibody System Dynamics* 25, no. 4: 429-60. 10.1007/s11044-010-9233-8.

C

- Cai, CS, SR J Journal of Wind Engineering Chen e Industrial Aerodynamics. 2004. "Framework of vehicle-bridge-wind dynamic analysis". 92, no. 7-8: 579-607.
- Cao, Yinghong, Haifan Xiang e Ying J Journal of Engineering Mechanics Zhou. 2000. "Simulation of stochastic wind velocity field on long-span bridges". 126, no. 1: 1-6.
- Carvalho, Hermes. 2015. "Avaliação dos efeitos de vento em linhas de transmissão". PhD, Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais
- Cheli, Federico, S Giappino, L Rosa, GISELLA Tomasini, Marco J Journal of Wind Engineering Villani e Industrial Aerodynamics. 2013. "Experimental study on the aerodynamic forces on railway vehicles in presence of turbulence". 123: 311-16.
- Chen, SR e CS Journal of Wind Engineering Industrial Aerodynamics Cai. 2004. "Accident assessment of vehicles on long-span bridges in windy environments". 92, no. 12: 991-1024.

D

- Davenport, AG. 1988. "The response of tension structures to turbulent wind: the role of aerodynamic damping". Comunicação apresentada em 1st International Oleg Kerensky Memorial Conference on Tension Structures, London.
- Davenport, AG J Wind effects on Building Structures. 1968. "The Dependence of Wind Load on Meteorological Parameter". 19-82.

- Davenport, Alan G J Proceedings of the Institution of Civil Engineers. 1962. "The response of slender, line-like structures to a gusty wind". 23, no. 3: 389-408.
- Delgado, R. e S. M. Santos. 1997. "Modelling of railway bridge-vehicle interaction on high speed tracks". *Computers & Structures* 63, no. 3: 511-23. 10.1016/S0045-7949(96)00360-4.
- Du, X.T., Y.L. Xu e H. Xia. 2012. "Dynamic interaction of bridge-train system under non-uniform seismic ground motion". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 41, no. 1: 139-57. 10.1002/eqe.1122.

E

- EN 1990-Annex A2. 2001. *Eurocode 0: Basis of structural design - Annex 2: Application for bridges (normative)*. EN 1990-Annex A2. Brussels: European Committee for Standardization (CEN).
- EN 1990-Annex A2 (2005) - "*Basis of Structural Design - Annex A2: Applications of bridges (normative)*", European Committee for Standardization (CEN), Final PT Draft, Brussels.
- EN 1991-1-4. 2005. *Eurocode 1: Actions on structures - Part 1-4: General actions - Wind actions*. EN 1991-1-4. Brussels: European Committee for Standardization (CEN).
- EN 1991-2. 2003. *Eurocode 1: Actions on structures - Part 2: Traffic loads on bridges*. EN 1991-2. Brussels: European Committee for Standardization (CEN).
- EN 14067-6. 2010. *Railway applications - Aerodynamics - Part 6: Requirements and test procedures for cross wind assessment*. EN 14067-6. Brussels: European Committee for Standardization (CEN).
- ERRI D 202/RP 11. Improved knowledge of forces in CWR track (including switches): Parametric study and sensibility analysis of CWERRI, European Rail Research -institute, Utrecht, 1999.
- ERRI D 214/RP 5. Rail bridges for speeds > 200 km/h: Numerical investigation of the effect of track irregularities at bridge resonance, European Rail Research Institute, Utrecht, 1999.

F

- Falomi, S, M. Malvezzi e E. Meli. 2010. "Multibody modeling of railway vehicles: Innovative algorithms for the detection of wheel-rail contact points". *Wear* 271, no. 1-2: 453-61. 10.1016/j.wear.2010.10.039.
- Figueiredo, Helder Miguel Sousa. 2007. "Dinâmica de pontes mistas aço-betão em linhas de alta velocidade". Mestrado, Departamento de Engenharia Civil, FEUP.
- Fujii T, Maeda T, Ishida H, Imai T, Tanemoto K, Suzuki M, Wind-induced accidents of train/vehicles and their measures in Japan, Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 40 (1999) 50-55. DOI: 10.2219/rtriqr.40.50.

G

- Giappino, S, Daniele Rocchi, Paolo Schito, GISELLA J Journal of Wind Engineering Tomasini e Industrial Aerodynamics. 2016. "Cross wind and rollover risk on lightweight railway vehicles". 153: 106-12.
- Guo, WH e YL J Journal of Engineering Mechanics Xu. 2006. "Safety analysis of moving road vehicles on a long bridge under crosswind". 132, no. 4: 438-46.

H

- Hansen, Martin OL J James. 2008. "Aerodynamics of wind turbines, Earthscan". 8, no. 9: 14.
- Hertz, H. 1882. "Ueber die Berührung fester elastischer Körper [On the contact of elastic solids]". *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92: 156-71.
- Hu, B e W J Probabilistic engineering mechanics Schiehlen. 1997. "On the simulation of stochastic processes by spectral representation". 12, no. 2: 105-13.

Hughes, T. J. R. 2000. *The finite element method: Linear static and dynamic finite element analysis*. New York City, NY, USA: Dover Publications.

I

Ishida, Hiroaki e Masaki J Quarterly Report of Railway Technical Research Institute Matsuo. 1999. "Safety criteria for evaluation of railway vehicle derailment". 40, no. 1: 18-25.

K

Kaimal, J C, J C J Wyngaard, Y Izumi e O R J Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society Coté. 1972. "Spectral characteristics of surface-layer turbulence". 98, no. 417: 563-89.

Kalker, J.J. 1967. "On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction". PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology.

Kalker, J.J. 1979. "The computation of three-dimensional rolling contact with dry friction". *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 14, no. 9: 1293-307. 10.1002/nme.1620140904.

Kalker. 1991. "Wheel-rail rolling contact theory". *Wear* 144, no. 1-2:243-61. 10.1016/0043-1648(91)90018-P.

Kalker, J.J. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, 1990.

Kalker, J.J. - *Book of Tables for the Hertzian Creep-Forces Law*. Delft, Netherlands, 1996.

L

Lei, X. e N. A. Noda. 2002. "Analyses of dynamic response of vehicle and track coupling system with random irregularity of track vertical profile". *Journal of Sound and Vibration* 258, no. 1: 147-65. 10.1006/jsvi.2002.5107.

M

MATLAB. Release R2018a, The Math Works Inc., Natick, MA, USA, 2018.

Montenegro, P.A. 2015. "A methodology for the assessment of the train running safety on bridges". PhD Thesis, Department of Civil Engineering, FEUP.

Montenegro, P. A. (2018). *Assessment of the train running safety on the new high-speed Railway bridge across the Volga River*. Porto, Portugal. Technical Report, Instituto da Construção, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Montenegro, P. A., Calçada, R., Carvalho, H., Bolkovoy, A., Chebykin, I. (2019). Stability of a train running over the Volga River high-speed railway bridge during crosswinds. *Structure and Infrastructure Engineering* (under revision).

N

Nadal, J. 1908. *Locomotives à vapeur*. Paris, France: Collection Encyclopédie Scientifique, Bibliothèque de Mécanique Appliquée et Génie, Vol.186, Doin Éditeurs.

Neves, S. G. M., A. F. M. Azevedo e R. Calçada. 2012. "A direct method for analyzing the vertical vehicle-structure interaction". *Engineering Structures* 34: 414-20. 10.1016/j.engstruct.2011.10.010.

Neves, S. G. M., P. A. Montenegro, A. F. M. Azevedo e R. Calçada. 2014. "A direct method for analyzing the nonlinear vehicle-structure interaction". *Engineering Structures* 69: 83-89. 10.1016/j.engstruct.2014.02.027.

- Nguyen, D.V., K.D. Kim e P. Warnitchai. 2009a. "Dynamic analysis of three-dimensional bridge-high-speed train interactions using a wheel-rail contact model". *Engineering Structures* 31, no. 12: 3090-106 10.1016/j.engstruct.2009.08.015.
- Nguyen, D.V., K.D. Kim e P. Warnitchai. 2009b. "Simulation procedure for vehicle-substructure dynamic interactions and wheel movements using linearized wheel-rail interfaces". *Finite Elements in Analysis and Design* 45, no. 5: 341-56. 10.1016/j.finel.2008.11.001.
- Nishimura, K., Y. Terumichi, T. Morimura e K. Sogabe. 2008. "Development of vehicle dynamics simulation for safety analyses of rail vehicles on excited tracks". *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 4, no. 1: 011001(1) - 01(9). 10.1115/1.3007901.

P

- PFEIL, Michele Schubert. 1993. "Comportamento aeroelástico de pontes estaiadas". Engenharia Civil da Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- Piotrowski, J. e H. Chollet. 2005. "Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact". *Vehicle System Dynamics* 43, no. 6-7: 455-83. 10.1080/00423110500141144.
- Polach, Oldrich J Vehicle System Dynamics. 1999. "A fast wheel-rail forces calculation computer code". 33, no. sup1: 728-39.
- Pombo, J., J. Ambrosio e M. Silva. 2007. "A new wheel-rail contact model for railway dynamics". *Vehicle System Dynamics* 45, no. 2: 165-89. 10.1080/00423110600996017.

Q

- Quost, X., M. Sebes, A. Eddhahak, J.B. Ayasse, H. Chollet, P.E. Gautier e F. Thouverez. 2006. "Assessment of a semi-Hertzian method for determination of wheel-rail contact patch". *Vehicle System Dynamics* 44, no. 10: 789-814. 10.1080/00423110600677948.
- Quost, Xavier. 2005. "Modélisation de l'effet du vent sur les trains à grande vitesse - Étude dynamique et stochastique appliquée aux risques de renversement". Masters, L'École Centrale de Lyon.

S

- Santos, Alexandre Sá dos. 2008. "Estudo de vibrações eólicas em linhas de transmissão de energia elétrica de alta tensão".
- Shabana, A., M. Berzeri e J.R. Sany. 2001. "Numerical procedure for the simulation of wheel/rail contact dynamics". *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME* 123, no. 2: 168-78. 10.1115/1.1369109.
- Shabana, A., M. Tobaa, H. Sugiyama e K.E. Zaazaa. 2005. "On the computer formulations of the wheel/rail contact problem". *Nonlinear Dynamics* 40, no. 2: 169-93. 10.1007/s11071-005-5200-y.
- Shabana, A., K.E. Zaazaa, J.L. Escalona e J.R. Sany. 2004. "Development of elastic force model for wheel/rail contact problems". *Journal of Sound and Vibration* 269, no. 1-2: 295-325. 10.1016/S0022-460X(03)00074-9.
- Shabana, A., K.E. Zaazaa e H. Sugiyama. 2008. *Railroad vehicle dynamics: A computational approach*. Boca Raton, FL, USA: CRC Press - Taylor & Francis Group.
- Shen, Z.Y., J.K. Hedrick e J.A. Elkins. 1983. "A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis". *Vehicle System Dynamics* 12, no. 1-3: 79-83. 10.1080/00423118308968725.
- Shinozuka, Masanobu J The Journal of the Acoustical Society of America. 1971. "Simulation of multivariate and multidimensional random processes". 49, no. 1B: 357-68.
- Simiu, E., Scanlan, R.H. *Wind Effects on Structures: Introduction to Wind Engineering*, 2. ed. New York: John Wiley and Sons, 1986.

- Simiu, E. y Scanlan, R.H. *Wind Effects on Structures*. Jonh Wiley & Sons, New York, 3rd edº, 1996.
- Solari, G e G J Probabilistic Engineering Mechanics Piccardo. 2001. "Probabilistic 3-D turbulence modeling for gust buffeting of structures". 16, no. 1: 73-86.
- Sonneville, R e A Bentot. 1955. "Elastic and lateral strength of the permanent way". Comunicação apresentada em Bulletin of the International Railway Congress Assn.
- Sugiyama, H., K. Araki e Y. Suda. 2009. "On-line and off-line wheel/rail contact algorithm in the analysis of multibody railroad vehicle systems". *Journal of Mechanical Science and Technology* 23, no. 4: 991-96. 10.1007/s12206-009-0327-2.
- Sugiyama, H. e Y. Suda. 2009. "On the contact search algorithms for wheel/rail contact problems". *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 4, no. 4: 041001(1) - 01(7). 10.1115/1.3187211.

T

- Tanabe, M., N. Matsumoto, H. Wakui, M. Sogabe, H. Okuda e Y. Tanabe. 2008. "A simple and efficient numerical method for dynamic interaction analysis of a high-speed train and railway structure during an earthquake". *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 3, no. 4: 041002(1) - 02(8). 10.1115/1.2960482.
- TSI. 2002. *Technical specification for interoperability relating to the infrastructure subsystem of the trans-European high-speed rail system*. TSI. Brussels: Official Journal of the European Union.

U

- UIC 774-3. Track/bridge interaction - Recommendations for calculation, 2nd Edition, International Union of Railway (UIC), Paris, 2001.

V

- Veers, Paul. 1984. "Modeling stochastic wind loads on vertical axis wind turbines". Comunicação apresentada em 25th Structures, Structural Dynamics and Materials Conference.
- Veers, Paul S. 1988. *Three-dimensional wind simulation*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA).
- Von Kármán, T. Progress in the statistical theory of turbulence. *Jornal of Maritime Research*, 7, 1978.

W

- Weinstock, HERBERT. 1984. *Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety*. American Society of Mechanical Engineers.
- Wu, Yean-Seng e Yeong-Bin J Engineering Structures Yang. 2003. "Steady-state response and riding comfort of trains moving over a series of simply supported bridges". 25, no. 2: 251-65.

X

- Xu, You-Lin e WH J Engineering structures Guo. 2003. "Dynamic analysis of coupled road vehicle and cable-stayed bridge systems under turbulent wind". 25, no. 4: 473-86.

Y

- Yang, F. e G. Fonder. 1996. "An iterative solution method for dynamic response of bridge-vehicles systems". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 25, no. 2: 195-215. 10.1002/(SICI)1096-9845(199602)25:2<195::AID-EQE547>3.0.CO;2-R.
- Yau, JD J Journal of Sound Vibration. 2010. "Aerodynamic vibrations of a maglev vehicle running on flexible guideways under oncoming wind actions". 329, no. 10: 1743-59.

Z

- Zhai, W., K. Wang e C. Cai. 2009a. "Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics". *Vehicle System Dynamics* 47, no. 11: 1349-76. 10.1080/00423110802621561.
- Zhai, Wanming, Kaiyun Wang e Chengbiao J Vehicle System Dynamics Cai. 2009b. "Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics". 47, no. 11: 1349-76.